

VŠB – TU OSTRAVA

Fakulta strojní

Návrh podvozku RC modelu Tatra 4x4 v měřítku 1:10

Design of Car Chassis of RC model Tatra 4x4 on a Scale 1:10

Autor: Lukáš Gelnar

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

2016

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra částí a mechanismů strojů

## Zadání bakalářské práce

Student: **Lukáš Gelnar**  
Studijní program: **B2341 Strojírenství**  
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**  
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**  
Téma: **Návrh podvozku RC modelu Tatra 4x4 v měřítku 1:10**  
**Design of Car Chassis of RC model Tatra 4x4 on a Scale 1:10**  
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Navrhněte hnací ústrojí RC modelu vozidla Tatra 138 NT 4x4 v měřítku 1:10 pro tyto parametry:

- pohonná jednotka elektromotor 12 V / 165 W
- výstupní otáčky z dvoustupňové převodovky, umístěné za elektromotorem 1300/400 1/min
- maximální hmotnost modelu včetně akumulátorů 15 kg.

Zpracujte průvodní technickou výpočtovou zprávu, výkres sestavy a min. jeden vybraný výrobní výkres.

Seznam doporučené odborné literatury:

KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

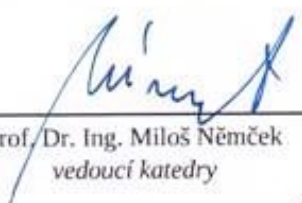
KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.


Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016

  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry

  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty



Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracoval samostatně a všechny citace a prameny řádně vyznačil v textu. Veškerou použitou literaturu a podkladové materiály uvádím v přiloženém seznamu zdrojů. Současně souhlasím s tím, aby tato práce byla zpřístupněna a používána ke studijním účelům v souladu s autorským právem.

V Ostravě dne 13.5.2016



.....

## Poděkování

Za odbornou pomoc při zpracování bakalářské práce chci tímto poděkovat vedoucímu práce panu Ing. Danielu Pišťáčkovi, Ph.D.

Prohlašuji že:

- Byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 SB. – autorský zákon, zejména § 35 + užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití školního díla a § 60 – školní dílo.
- Beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická universita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst.3).
- Souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- Bylo sjednáno, že VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- Bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci, nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, které je oprávněna v takovém případě ode mne přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- Beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 SB. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18.5.2015



.....  
Lukáš Gelnar

**Anotace:**

GELNAR, L. *Návrh podvozku RC modelu Tatra 4x4 v měřítku 1:10: Bakalářská práce*. Ostrava : VŠB-Technická universita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra části a mechanismů strojů, 2016, .str 70. Vedoucí práce : Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Cílem této bakalářské práce je navrhnout RC model tatra v měřítku 1:10. V první části práce jsou uvedeny existující provedení RC modelu Tatra a stručný popis originální Tatra, která posloužila jako předloha pro návrh podvozku. Dále je popsáno konstrukční provedení jednotlivých dílů podvozku modelu. Následně je spočítán krouticí moment potřebný k vyjetí svahu v těžkém terénu. V poslední části se práce zabývá statickou a dynamickou kontrolou sestupné převodovky. Na závěr je celá práce shrnuta.

**Annotation:**

GELNAR, L. *Chassis Design RC model Tatra 4x4 1:10: Bachelor thesis*. Ostrava: VSB-Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2016 .page 70. Supervisor: Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

The goal of the bachelor thesis is to design Tatra RC model on a scale 1:10. The first part of the thesis presents existing versions of the Tatra RC model and a short description of the original Tatra, what served as a template for design of the chassis. Further is described the design of the individual parts of the model's chassis. Next is calculated the torque moment what is required for ride the slope in the exacting terrain. The last part deals with static and dynamic control of the downlink transmissions. The whole work is summarized at the end of the bachelor thesis.

# OBSAH

ÚVOD.....	- 11 -
<b>1 REŠERŠE .....</b>	<b>- 12 -</b>
1.1 DOSUD VYTVOŘENÉ MODELÝ .....	- 12 -
1.1.1 Zjednodušená verze podvozku.....	- 12 -
1.1.2 Sériově vyráběna maketa.....	- 13 -
1.2 PŘEDLOHA MÉHO MODELU .....	- 13 -
<b>2 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PODVOZKU .....</b>	<b>- 15 -</b>
2.1 POHON MODELU A PŘÍDAVNÁ PŘEVODOVKA .....	- 16 -
2.2 SESTUPNÁ PŘEVODOVKA.....	- 17 -
2.3 NÁPRAVOVÝ DIFERENCIÁL.....	- 18 -
2.4 ŘÍZENÍ A PŘEDNÍ NÁPRAVA.....	- 18 -
2.5 RÁM PODVOZKU .....	- 19 -
2.6 NAKUPOVANÉ KOMPONENTY A ELEKTRONIKA .....	- 20 -
2.6.1 Normalizované díly a komponenty.....	- 20 -
2.6.2 Elektronika .....	- 20 -
<b>3 VÝPOČET MAX. MOMENTU NA KOLE .....</b>	<b>- 21 -</b>
3.1 VÝPOČET MEZNÍHO PROKLUZU KOL .....	- 21 -
3.2 VÝPOČET KOLOVÉ SÍLY .....	- 22 -
<b>4 VÝPOČET SESTUPNÉ PŘEVODOVKY .....</b>	<b>- 23 -</b>
4.1 SCHÉMA SESTUPNÉ PŘEVODOVKY.....	- 23 -
4.2 VÝPOČET ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ.....	- 23 -
4.2.1 Výpočet točivého momentu na vstupní hřídeli.....	- 23 -
4.2.2 Výpočet výkonu na předlokové hřídeli.....	- 24 -
4.2.3 Výpočet otáček na předlokové hřídeli .....	- 24 -
4.2.4 Výpočet točivého momentu na předlokové hřídeli.....	- 24 -
4.2.5 Výpočet výkonu na výstupní hřídeli .....	- 24 -
4.2.6 Výpočet otáček na výstupní hřídeli.....	- 24 -
4.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA OZUBENÝCH KOL .....	- 24 -
4.4 VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA HŘÍDEL .....	- 25 -
4.4.1 Výpočet obvodových sil .....	- 25 -
4.4.2 Výpočet radiálních sil.....	- 25 -
4.5 KONTROLA VSTUPNÍ HŘÍDELE .....	- 25 -
4.5.1 Výpočet reakcí .....	- 25 -
4.5.2 Výpočet reakcí v bodě A a B (osa X-Y) .....	- 26 -
4.5.3 Výpočet reakcí v bodě A a B (osa X-Z) .....	- 26 -
4.6 BEZPEČNOST VSTUPNÍHO HŘÍDELE .....	- 26 -
4.6.1 Rovnice ohybových momentů v oblasti řezů A-A v rovině X-Y a X-Z.....	- 27 -
4.6.2 Výsledný ohybový moment v místě A-A se započteným dynamickým součinitelem $K_A$ .....	- 27 -
4.6.3 Rovnice ohybových momentů v oblasti řezu B-B v rovině X-Y a X-Z.....	- 27 -
4.6.4 Výsledný ohybový moment v místě B-B se započteným dynamickým součinitelem $K_A=1,1$ .....	- 27 -
4.6.5 Průběh točivého momentu se započítáním dynamického součinitele $K_A=1,1$ .....	- 27 -
4.7 STATICKÁ KONTROLA VSTUPNÍ HŘÍDELE .....	- 28 -
4.7.1 Ohybové napětí v průřezu A-A .....	- 28 -
4.7.2 Smykové napětí v průřezu A-A.....	- 28 -
4.7.3 Redukované napětí v průřezu A-A podle Guesta.....	- 28 -
4.7.4 Součinitel statické bezpečnosti v průřezu A-A.....	- 29 -
4.7.5 Ohybové napětí v průřezu B-B .....	- 29 -
4.7.6 Smykové napětí v průřezu B-B.....	- 29 -
4.7.7 Redukované napětí v průřezu B-B podle Guesta.....	- 30 -
4.7.8 Součinitel statické bezpečnosti v průřezu B-B.....	- 30 -
4.8 DYNAMICKÁ BEZPEČNOST VSTUPNÍ HŘÍDELE .....	- 30 -
4.8.1 Mez únavy v ohybu oceli ČSN 15 230 pro hladký vzorek .....	- 30 -
4.8.2 Vrubový účinek v průřezu A-A .....	- 30 -

4.8.3	Mez únavy skutečné součásti v průřezu A-A.....	- 30 -
4.8.4	Amplitudové napětí v průřezu A-A.....	- 31 -
4.8.5	Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu pro průřez A-A .....	- 31 -
4.8.6	Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu A-A .....	- 31 -
4.8.7	Výsledná bezpečnost v průřezu A-A .....	- 31 -
4.8.8	Vrubový součinitel $\beta_B - B$ v průřezu B-B podle Neubergera .....	- 32 -
4.8.9	Mez únavy skutečné součásti v průřezu B-B.....	- 32 -
4.8.10	Amplitudové napětí v průřezu B-B.....	- 32 -
4.8.11	Součinitel dynamické bezpečnosti v průřezu B-B.....	- 32 -
4.8.12	Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu B-B .....	- 33 -
4.8.13	Výsledná bezpečnost v průřezu B-B .....	- 33 -
4.9	KONTROLA PŘEDLOHOVÁ HŘÍDEL .....	- 33 -
4.10	KONTROLA VÝSTUPNÍ (ROZVODOVÉ) HŘÍDELE .....	- 35 -
<b>5</b>	<b>VÝPOČET PŘESAHU NALISOVANÉHO SPOJE .....</b>	<b>- 37 -</b>
5.1	DŮLEŽITÉ PARAMETRY PRO VÝPOČET .....	- 37 -
5.2	VÝPOČET TUHOSTÍ .....	- 37 -
5.2.1	Tuhost dřívku pastorku .....	- 37 -
5.2.2	Tuhost náboje .....	- 38 -
5.3	VÝPOČET MINIMÁLNÍHO TLAKU VE SPOJI.....	- 38 -
5.4	VÝPOČET MINIMÁLNÍ VELIKOSTI PŘESAHU .....	- 38 -
5.5	VOLBA PŘESAHU .....	- 38 -
5.6	VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO A MINIMÁLNÍHO PŘESAHU .....	- 39 -
5.7	VÝPOČET SKUTEČNÉHO MAXIMÁLNÍHO TLAKU.....	- 39 -
5.8	VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO NAPĚTÍ VE SPOJI .....	- 39 -
<b>6</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>- 40 -</b>
<b>7</b>	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY A ZDROJŮ .....</b>	<b>- 41 -</b>



## Seznam použitých zkratk a symbolů

$\sqrt{A}$	Neuberová konstanta	$[\sqrt{\text{mm}}]$
C	Tuhost	[-]
$d_1$	Roztečná kružnice pastorku (kolo č.1), rozměr otvoru v pastorku u nalisovaného spoje	[mm] [mm]
$d_2$	Roztečná kružnice kola (kolo č.2), rozměr otvoru v kole u nalisovaného spoje	[mm] [mm]
$d_3$	Roztečná kružnice pastorku (kolo č.3), rozměr patní kružnice u nalisovaného spoje	[mm] [mm]
f	Koeficient tření	[-]
$F_k$	Kolová síla	[N]
$F_r$	Radiální síla na ozubeném kole	[N]
$F_t$	Tečná síla na ozubeném kole	[N]
g	Normální tíhové zrychlení	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
$i_c$	Celkový převodový poměr	[-]
$i_{\text{ses}}$	Celkový převodový poměr sestupné převodovky	[-]
$i_{\text{př}}$	Převodový poměr přídavné převodovky	[-]
$i_{\text{roz}}$	Převodový poměr rozvodovky	[-]
$i_{\text{sp1}}$	Převodový poměr prvního soukolí v sestupné převodovce	[-]
$i_{\text{sp2}}$	Převodový poměr druhého soukolí v sestupné převodovce	[-]
$K_d$	Dynamická bezpečnost	[-]
$K_s$	Statická bezpečnost	[-]
$K_v$	Výsledná bezpečnost	[-]
m	Hmotnost	[kg]
$M_k$	Krouticí moment	[Nm]
$M_{\text{max}}$	Maximální krouticí moment potřebný k vyjetí svahu	[Nm]
$M_o$	Ohybový moment	[Nm]
n	Otáčky	$[\text{min}^{-1}]$
$O_f$	Odpor valení	[N]
$O_s$	Odpor stoupání	[N]
p	Tlak	[MPa]
P	Výkon	[W]
$R_A$	Reakce v bodě A	[N]
$R_B$	Reakce v bodě B	[N]
$R_{\text{DYN}}$	Dynamický poloměr pneumatik	[m]
$R_e$	Mez kluzu materiálu	[MPa]
$R_m$	Mez pevnosti materiálu	[MPa]
$S_A$	Stoupavost vozidla	[%]
T	Točivý moment	[Nm]

$\alpha$	Úhel stoupání vozidla	[°]
$\alpha_n$	Normální úhel záběru	[°]
$\alpha_\sigma$	Součinitel vrubu součásti pro ohyb	[-]
$\alpha_\tau$	Součinitel vrubu součásti pro krut	[-]
$\beta$	Vrubový součinitel podle Neubergera	[-]
$\varepsilon_v$	Součinitel velikosti	[-]
$\eta$	Účinnost	[-]
$\eta_p$	Součinitel jakosti povrchu	[-]
$\rho$	Poloměr vrubu	[mm]
$\sigma_a$	Amplitudové napětí	[MPa]
$\sigma_{co15230}^*$	Mez únavy skutečné součásti	[MPa]
$\sigma_{co15230}$	Mez únavy hladkého vzorku	[MPa]
$\sigma_{MAX}$	Maximální napětí v nalisovaném spoji	[MPa]
$\sigma_{RED}$	Redukované napětí	[MPa]
$\tau_s$	Smykové napětí	[MPa]
$\varphi$	Součinitel adheze	[-]

## Úvod

Téma návrh podvozku RC Tatry 4x4 v měřítku 1:10 jsem si vybral, protože už několik let stavím RC modely. V minulosti jsem se setkal se zjednodušenou konstrukcí podvozku Tatry, která mě zaujala. Tato konstrukce byla podstatně zjednodušena a upravena pro výrobu v domácích podmínkách.

U svého návrhu jsem se těmito konstrukcemi inspiroval a snažil jsem se o to, aby všechny díly byly snadno vyrobitelné a přitom se zachovala původní „rourová“ koncepce z výkyvných polonáprav, včetně uzavíratelného diferenciálu. Některé díly jsou navrženy pro výrobu na 3D tiskárně z materiálu PET nebo PETG, které mají výborné mechanické vlastnosti. Jako předloha podvozku mi posloužila Tatra 138 NT 4x4.

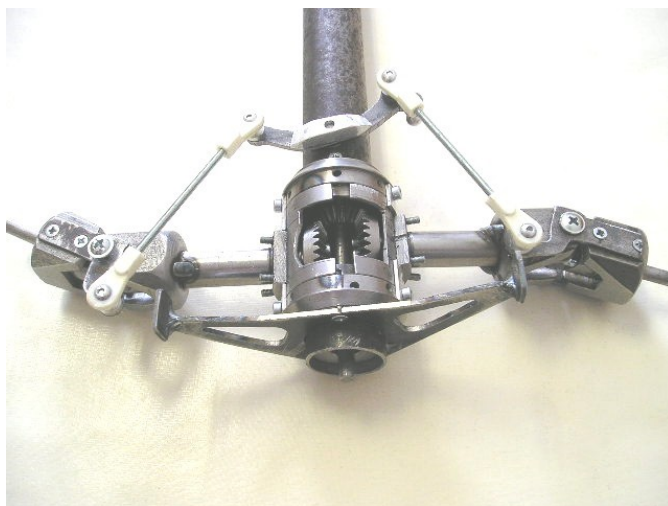
Cílem mé práce je navrhnout podvozek, který bude snadno vyrobitelný a přitom se zachová původní koncepce a funkčnost i při zjednodušení podvozku. Návrh bude obsahovat uzavíratelných diferenciálů. Dále početně zkontrolovat všechny díly sestupné převodovky a to, vstupní hřídel, předlohou hřídel, výstupní hřídel a ozubená kola. Dále vytvořit výkres sestavy podvozku a sestupné převodovky.

# 1 Rešerše

## 1.1 Dosud vytvořené modely

### 1.1.1 Zjednodušená verze podvozku

V současné době existuje několik RC modelů maket nákladních vozidel Tatra. Většina modelů je postavena „stavebnicově“, což znamená, že všechny rozvodovky jsou stejné, jen se mění jejich počet a rozměry rozvoru či rozchodu náprav, dle typu vozidla. S touto konstrukcí přišel pan Martin Hanáček [5, 6, 7]. Pro úplné zjednodušení tyto modely nemají nápravové diferenciály, protože konstrukce diferenciálu, který je umístěn v centrální rouře v měřítku 1:10, je dosti náročná na výrobu.



Obr. 1.1 – Stavebnicové provedení, pohled na rozvodovku [8]

Vzniklo několik pokusů vytvořit nápravový diferenciál, který by byl umístěn přímo v centrální rouře, ale přes náročnost výroby se tyto pokusy neuchytily. Jeden z prvních vyrobených diferenciálů vznikl právě u zmiňovaného pana Hanáčka. Do současné doby se pan Hanáček nezmínil o funkčnosti a spolehlivosti tohoto prototypu.

### 1.1.2 Sériově vyráběna maketa

Jediná firma, která se zabývá sériovou výrobou maket RC modelů Tatra, je firma Capo Technology, která má svůj vlastní technologický vývoj a velice dobré výrobní prostředky pro sériovou výrobu těchto modelů. Tato čínská firma spolupracuje s firmou Tatra Trucks a.s.. Ve vzájemné spolupráci navrhli a uvedli do prodeje model Tatra 815-7 8x8 1:10. Tento model je věrnou kopií originálu. Jednotlivé komponenty modelů jsou vyráběny především obráběním a lisováním lehkých slitin a některé díly jsou z pryže nebo plastu. I tento model vychází z klasického provedení podvozku (to znamená, že se skládá z centrální roury a z výkyvných polonáprav). Tento model disponuje uzavíratelnými diferenciály pro snadný prostup terénem i pro jízdu na pevném podkladu. U modelu jsou říditelné tyto funkce: zatáčení, jízda vpřed a vzad, uzávěrka všech diferenciálů, řazení hlavní převodovky a řazení dvourychlostní sestupné převodovky. Nevýhodou této stavebnice je pořizovací cena modelu, která se pohybuje okolo 73 000Kč. [10]



Obr. 1.2. – Sériově vyráběný model TATRA 815-7 8x8 RC 1:10 od firmy Capo Technology [9]

## 1.2 Předloha mého modelu

Jako předlohu pro můj model jsem si vybral typ Tatra 138 NT 4x4, která se vyráběla od roku 1959 do roku 1972. V tomto období se vyrobilo 45 996 vozů. Automobil byl osazen vznětovým, vzduchem chlazeným osmiválcem OHV s umístěním válců do „V“ po 75°. Objem motoru byl 11 762 cm<sup>3</sup> a výkon 132,5 kW při 2000 ot/min. Tatra dosahovala maximální rychlosti 71 km/h. Užitečné zatížení vozidla je 7500 kg.

Podvozek byl navržený dle tradiční „tatrovacké“ koncepce. Tatra 138 vycházela z předchozí Tatry 111. Nejvýraznější změnou v podvozku oproti Tatry T111, bylo odpružení náprav pomocí zkrutných tyčí, dále zapínání předního náhonu a uzavírání nápravových diferenciálů pomocí elektropneumatických ventilů, které se ovládaly na přístrojové desce. Vyráběly se dvě varianty rozvoru, o rozměrech 3875 mm a 4200 mm (pro můj návrh jsem vycházel z kratší varianty), podle

požadované nástavby. V automobilu byla použita pětistupňová převodovka se synchronizací na druhém až pátém převodovém stupni a dále přídatná převodovka dvoustupňová s elektropneumatickým ovládáním pomocí předvoliče na řadicí páce.

Tatra 138 NT se používala jako tahač v civilním provedení, ale i v armádním. Nejčastější využití vozidla bylo jako návěsový tahač, nebo tahač letadel na letištích. [11], [12]



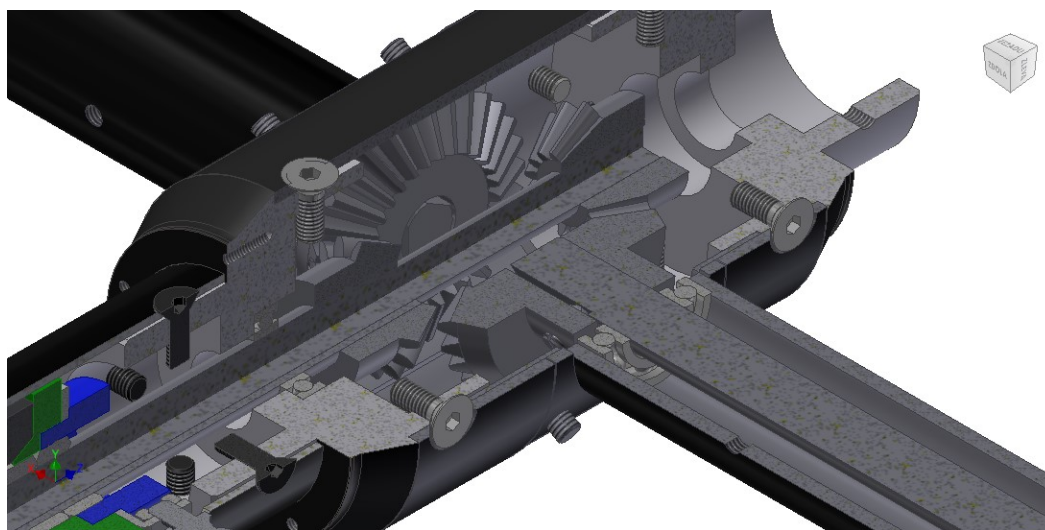
Obr. 1.3. – Tatra 138 NT 4x4 ze sbírek Muzea letecké a pozemní techniky ve Vyškově [14]

## 2 Konstrukční řešení podvozku

Podvozek navrhují za účelem použít vozidlo v soutěži RC truck trialu. To je disciplína, při které projíždí model brankami v náročném terénu. To znamená, že se model nepotřebuje pohybovat velkou rychlostí, ale musí zvládnout vyjet velké stoupání a manévrovat v těžkých podmínkách. Z těchto důvodů musí být model vhodně zpřevodovaný. Předpokládám, že maximální rychlost na druhý rychlostní stupeň bude přibližně 8km/h a na první rychlostní stupeň přibližně 3km/h. Schéma podvozku je v příloze č.1.

Při návrhu jsem se snažil dodržet veškeré parametry, kterými disponovala skutečná Tatra 138 NT 4x4 a zároveň, abych splnil veškeré technické parametry pro použití modelu v RC truck trialu. Model tedy má centrální rouru s výkyvnými polonápravami. Na rozdíl od skutečné Tatry, má model pouze nápravové diferenciály. Mezinápravový diferenciál, z důvodu náročnosti a celkové ceny, v modelu není. Další odchylka od originálu je odpružení podvozku, protože Tatra 138 NT 4x4 měla všechny kola odpružené pomocí torzních tyčí. Toto provedení v měřítku 1:10 by byla takřka nemožná, proto jsem torzní tyče v modelu upravil tak, že jsem všechny konce tyčí umístil pod kabinu, kde budou umístěny pružinové tlumiče, čímž se zachová maketový vzhled i funkčnost. Poslední velká změna je ve velikosti pneumatik, protože pro RC modely v měřítku 1:10 existuje pouze několik druhů pneumatik. Proto jsem při volbě přihlížel na to, aby splňovaly parametry závodu RC truck trialu.

Výkyv polonáprav funguje na principu vzájemného natočení trubek, které do sebe zapadají. Plášť rozvodovky slouží jako vodítko pro polonápravu, která je našroubovaná na výseč trubky o menším vnějším průměru, který se může pohybovat pod pláštěm bečky. Stejně jako u skutečné Tatry jsou poloosy posunuty tak, aby kuželová kola náprav v rozvodovce nezabírala do kuželových pastorků, které jsou připevněny na výstupech z diferenciálu. Aby se do kluzného vedení nedostaly nečistoty, budou na jednotlivých nápravách nasazeny manžety, z pružného materiálu.



Obr. 2.1. – Pohled na rozvodovou bečku v řezu

## 2.1 Pohon modelu a přídatná převodovka

Pro pohon modelu jsem zvolil elektromotor s převodovkou z vyřazené aku vrtačky Makita 6271D. Tuto variantu jsem zvolil z toho důvodu, že převodovka aku vrtačky je dvoustupňová a je pro mě snadno dostupná. Řazení dvou rychlostních stupňů umožní jízdu v náročném terénu, ale i na rovném povrchu. Planetovou převodovku s kovovými převody pohání stejnosměrný elektromotor o výkonu 165W, který je napájen 12V akumulátorem. Výstupní otáčky z převodovky na první stupeň jsou 800 ot/min a na druhý stupeň 1300 ot/min.

Převodovka a motor netvoří jeden kus. V aku vrtačce byly tyto díly uloženy pomocí plastových výlisků, které stahoval obal vrtačky, proto jsem navrhl třídílné pouzdro, které spojí všechny díly dohromady a navíc na výstupu z převodovky tvoří přídatnou převodovku. Pouzdro je upevněno k převodovce pomocí příruby a zároveň zaseklé v původních drážkách zadní desky převodovky, která je našroubovaná k motoru. Na pouzdře jsou umístěny příruby, pomocí kterých, půjde celý blok uchytit k rámu podvozku. Pouzdro je vyrobeno na 3D tiskárně z bílého materiálu PETG.

Přídatnou převodovku tvoří jeden pár soukolí. Tento převod je rychloběhem. Pro tuto variantu jsem se rozhodl, protože výsledná rychlost vozidla by byla příliš nízká a s ostatní převody jsem nemohl měnit z rozměrových důvodů. Převodovka je tvořena ozubenými koly s čelním ozubením a přímými zuby. Pastorek ( $z_1 = 34$ ) je nasazený na výstupní hřídel z převodovky a zajištěn šroubem v ose hřídele. Tato hřídel musela být osoustružena na průměr 10 mm. Kolo převodovky ( $z_2 = 12$ ) je nasunuto na hřídel a zajištěno dvěma stavěcími šrouby umístěnými po 120°. Celá hřídel, včetně ozubeného kola, je uložena ve dvou kuličkových ložiscích. Průměr hřídele je 5 mm. Na výstupy z hřídele se připevní kardanová hřídel. Převodový poměr přídatné převodovky je  $i_{př} = 0,3$ .

Řazení dvou rychlostních stupňů zajistí servomotor, který se pomocí táhla propojí s vidličkou v převodovce. Ta přenáší korunové kolo planetové převodovky, čímž zapne nebo vyřadí jeden převod planetové převodovky.



Obr. 2.2. – Pouzdro motoru a převodovky, včetně přídatné převodovky



## 2.2 Sestupná převodovka

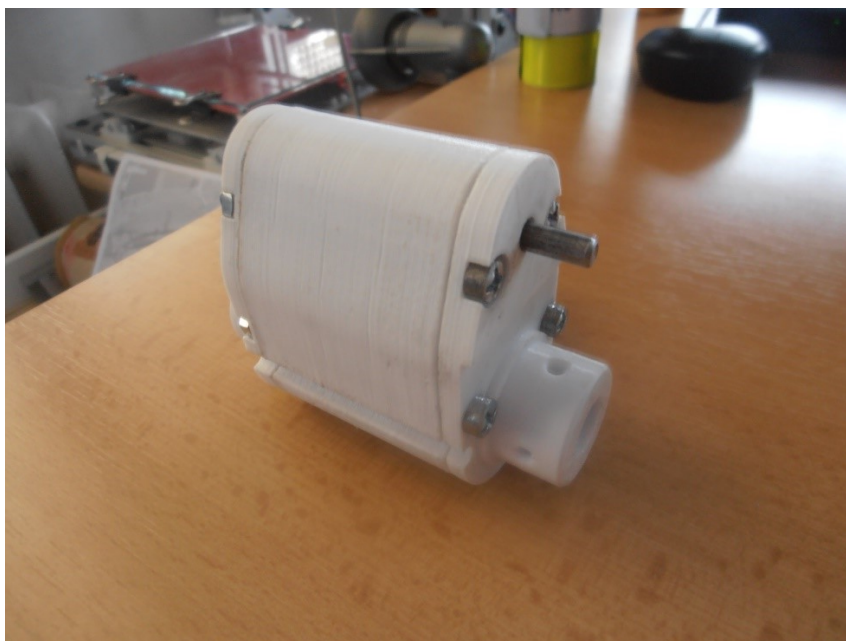
Sestupná převodovka slouží k přenosu točivého momentu od pohonného agregátu na rozvodovou hřídel uvnitř centrální roury. Rozvodová hřídel dále pohání diferenciály. Sestupnou převodovku tvoří dva páry čelních ozubených kol s přímými zuby.

Převodovka je poháněná hlavní převodovkou s přídatnou převodovkou. Tyto dva agregáty spojuje kardanová hřídel, která je namáhána pouze na krut a kromě přenesení točivého momentu slouží k překonání rozdílných výšek hřídelů.

Všechny hřídele jsou umístěny v kuličkových ložiscích. K přenosu točivého momentu na hřídel složí dva stavěcí šrouby M3. V hřídeli, naproti stavěcího šroubu jsou vybroušeny drážky, do kterých šroub zapadá. Tyto šrouby jsou rozmístěné po  $120^\circ$  tak, aby nedošlo k příliš velkému oslabení hřídelů.

Boky převodovky včetně pláště jsou vyrobeny, stejně jako pouzdro převodovky a přídatné převodovky, pomocí 3D tisku z bílého materiálu PETG. Na převodovku se z každé strany nasune trubka, která bude tvořit centrální rouru. Převodovka je v trubce zajištěna pomocí čtyř šroubů M3. Aby šrouby nebyly zavrtány do plastu, jsou v bocích převodovky z vnitřní strany připravené šestihranné otvory, do kterých se vloží matice.

Na vstupní hřídeli je nasazeno ozubené kolo s počtem zubů  $z_{1ses} = 12$ , které zabírá s ozubeným kolem na předlohoové hřídeli s počtem zubů  $z_{2ses} = 28$ . Druhý pár soukolí má stejná ozubená kola, tedy na předlohoové hřídeli je pastorek s  $z_{3ses} = 12$  zubů a kolo je nasazené na rozvodové hřídeli s  $z_{4ses} = 28$  zuby. Celkový převodový poměr sestupné převodovky je  $i_{ses} = 5,4$ .

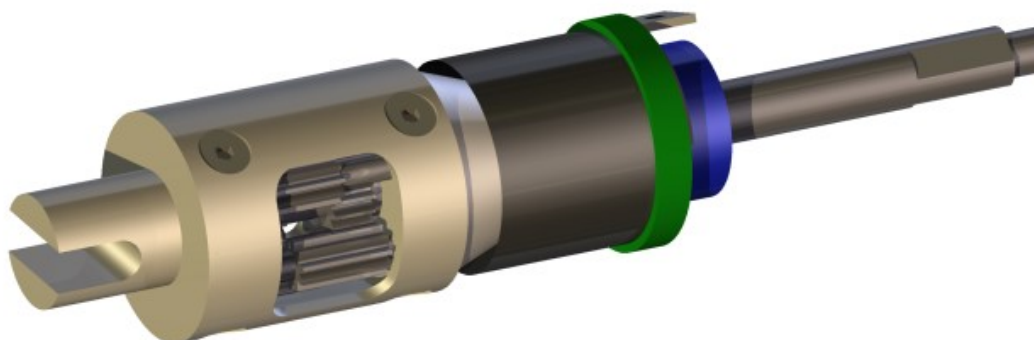


Obr. 2.3. – Sestupná převodovka

## 2.3 Nápravový diferenciál

Nápravový diferenciál je umístěn, stejně jako u skutečné Tetry, v centrální rouři. Jedná se o diferenciál s čelním ozubením. Slouží k rozdělení hnacího momentu na kuželová kola rozvodovky. Diferenciál se skládá z „domku“ diferenciálu, který nejen spojuje všechny komponenty diferenciálu, ale také je spojen s rozvodovou hřídelí, na straně blíže ke středu vozidla. Z druhé strany bok diferenciálu slouží jako třecí kužel uzávěrky diferenciálu. Uvnitř diferenciálu se nachází 6 satelitních kol, která zabírají s ozubeným kolem na hřídeli a taky s ozubeným kolem na duté hřídeli, viz schéma diferenciálu v příloze č.1.

Aby vozidlo bylo schopné překonat i členitý terén je diferenciál uzavíratelný pomocí třecí spojky, která je posuvně spojená pomocí šestihranu k duté hřídeli. Uzávěrka diferenciálu se ovládá servomotorem. Servomotor posune uzávěrku po šestihranu a natlačí tak pryžový třecí element na kuželovou plochu diferenciálu, čímž se z diferenciálu stane spojka.



Obr. 2.4. – Diferenciál s uzávěrkou (v otevřeném stavu)

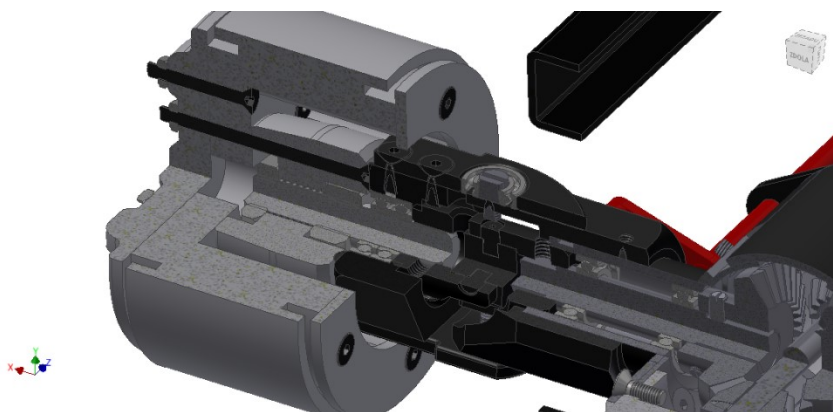
## 2.4 Řízení a přední náprava

Natáčení kol přední nápravy zajišťuje silný servomotor HS-805 MG od firmy Hitec. Servomotor je propojen táhly s vlašťovkou, což je páka, která je uložena uprostřed na ložisku a našroubována na centrální rouru. Vlašťovka je dále propojena s pákami na těhlicích přední nápravy pomocí táhel, která jsou z každé strany opatřena kulovým čepem.

Pro přenos točivého momentu na kolo slouží křížový kloub, který je umístěn přesně pod osou otáčení páky na nápravě. Páky jsou nalisované na ložiska, která jsou uchycena k přední nápravě.

Protože kola se dodávají bez disků, vyrobil jsem na 3D tiskárně disky i s unášečem. Disk se skládá ze tří částí. Středová část, která je přes celou šířku pneumatiky a ze dvou bočních částí, které přitlačují plášť pneumatiky ke střední části. Kola modelu se upevní pomocí unášeče na hřídel

přední nápravy pomocí dvou matic. První matice je dotažena na hřídeli, na tuto matici se nasadí unášec a dotáhne se druhou maticí.

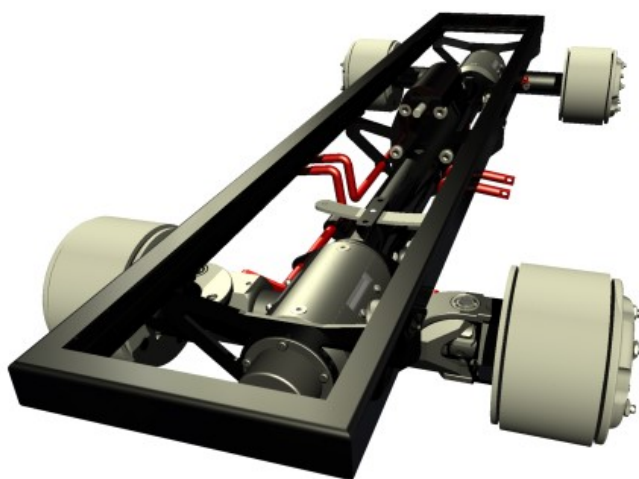


Obr. – 2.5. Řez přední nápravou

## 2.5 Rám podvozku

Stejně jako u originálu platí, že centrální roura odolává krutu, ale ne příliš dobře ohybu. Proto je součástí podvozku také rám. V mém případě je rám z ocelového profilu „U“ o rozměrech 16 x 10 x 2 mm. Konce jednotlivých profilů jsou seřezány pod úhlem 45° a svařeny do tvaru obdélníku. Rám dále slouží k upevnění veškeré elektroniky, pohonu s převodovkou a kabiny.

Rám je k centrální rouře připevněn třemi příčnicí, které jsou našroubovány k bočním stěnám rozvodových beček a k sestupné převodovce. Příčnick u sestupné převodovky slouží také jako vedení imitací torzních tyčí, a taky jím prochází táhlo uzávěrky diferenciálu.



Obr. 2.6. – Pohled na podvozek

## **2.6 Nakupované komponenty a elektronika**

### **2.6.1 Normalizované díly a komponenty**

Veškerá ozubená kola jsem zakoupil od firmy ŘETĚZY Olomouc s.r.o., všechna kola mají modul  $m = 1$  a jsou vyrobena z materiálu 12 050. Tato kola mají dřík a uvnitř náboje předvrtanou díru. Pro mou potřebu se všechny otvory musí převrtat na větší otvory, podle hřídele na kterou je ozubené kolo nasazeno. Dalšími nakupovanými díly jsou ložiska. Veškeré hřídele jsou uloženy v kuličkových ložiscích. Dohromady v celém podvozku se nachází 25 ložisek, zejména na průměr hřídele 5 a 8 mm. Mezi další normalizované díly patří veškeré spojovací komponenty, jako jsou šrouby, matice a jiné. Dále ocelové polotovary pro výrobu mnoha dílů podvozku, to jsou tyče kruhového průřezu ČSN EN 10278, bezešvé trubky ČSN 42 5715 a tyče průřezu „U“.

Pro sestavení modelu je zapotřebí i tzv. modelářská bižuterie, což znamená například, kulové klouby pro veškeré táhla, které ovládají jak řízení tak řazení a uzavírání diferenciálu, nebo křížové klouby pro propojení hřídelů.

### **2.6.2 Elektronika**

Pro řízení modelu je zapotřebí minimálně čtyřkanálová RC souprava, protože model bude mít řízeny tyto funkce: jízda vpřed a vzad, zatáčení předních kol, řazení dvoustupňové převodovky a uzávěrky diferenciálu. Tyto parametry splňuje například pistolový vysílač od firmy Spektrum, který nese označení DX4C. Tento vysílač se dodává i s čtyř kanálovým přijímačem.

V modelu budou použity čtyři servomotory. Největší servomotor pro řízení o tahu 242,3 N/cm a menší servomotory pro řazení a uzavírání diferenciálů. Každá uzávěrka má svůj vlastní servomotor, aby se mohla využít maximální síla při uzavírání třecích spojek.

Regulátor otáček musí být určený pro stejnosměrné motory a musí být dimenzován na 12V motor z aku vrtačky. Většina regulátorů napájí přijímač napětím 4,8V, což by nestačilo pro napájení servomotoru řízení, které pro svůj maximální výkon potřebuje 6V. To se řeší několika způsoby. Jedním ze způsobů je napájet servomotor vlastním akumulátorem nebo použitím tzv. BEC což je stabilizátor napětí, který slouží jako napájení pro přijímač s výstupním napětím 5 až 6V.

### 3 Výpočet max. momentu na kole

Pneumatika přenesne pouze omezený krouticí moment. Tento moment je ovlivněn adhezí pneumatiky k povrchu, po kterém se vozidlo pohybuje. Nejprve se spočte mezní prokluz kol, který se následně dosadí do rovnice kolové síly. Z této rovnice se dá odvodit max. krouticí moment potřebný k vyjetí maximálního svahu.

#### 3.1 Výpočet mezního prokluzu kol

Pro výpočet je nejprve nutné určit veškeré koeficienty. Za součinitel adheze volím  $\varphi = 0,95$  s ohledem na pneumatiky, které jsou terénního typu (hluboká drážka dezénu a tvar drážky slouží pro odvod nečistot z kola). Za koeficient tření volím  $f = 0,15$  (pro nezpevněný povrch se hodnota pohybuje v rozsahu  $f = (0,04 \text{ až } 0,15)$ ). Poměr hmotnosti přípojného k hmotnosti tažného vozidla je roven nule, protože vozidlo nebude sloužit k tažení žádného přípojného vozidla. Konstanty A a B se určí z tab. 3.1. V mém případě je poháněna přední i zadní náprava.

Tab. 3.1 – Konstanty A a B pro výpočet mezního prokluzu kol

Konstanta	Poháněná náprava	Vztah
A	Přední	$1 - \frac{a}{L} - f \cdot \left( \frac{R_{DYN}}{L} + T \cdot \frac{h_{př}}{L} \right)$
	Zadní	$1 - A_{přední}$
	Přední + Zadní	1
B	Přední	$-\left( \frac{h}{L} + T \cdot \frac{h_{př}}{L} \right)$
	Zadní	$-B_{přední}$
	Přední + Zadní	0

$$S_A = 100 \cdot \frac{\varphi \cdot A - f \cdot (1 + T)}{(1 + T) - \varphi \cdot B} \quad (3.1)$$

$$S_A = 100 \cdot \frac{0,95 \cdot 1 - 0,15 \cdot (1 + 0)}{(1 + 0) - 0,95 \cdot 0} = 80\%$$

To se rovná úhlu stoupání  $\alpha$

$$\alpha = \arctg \frac{S_A}{100} = \arctg \frac{80}{100} = 38,7^\circ$$

### 3.2 Výpočet kolové síly

Kolová síla musí být větší než odpory, které na vozidlo za jízdy působí. Při výpočtu zanedbávám odpor vzduchu z důvodu nízké rychlosti a nepočítám s odporem přípojného vozidla. Kolová síla se vypočte z této rovnice:

$$F_K = O_f + O_s \quad (3.3)$$

Po dosazení dostaneme vztah:

$$F_K = \frac{M_{MAX} \cdot i_c \cdot \eta_c}{R_{DYN}} = m \cdot g \cdot f \cdot \cos\alpha + m \cdot g \cdot \sin\alpha$$

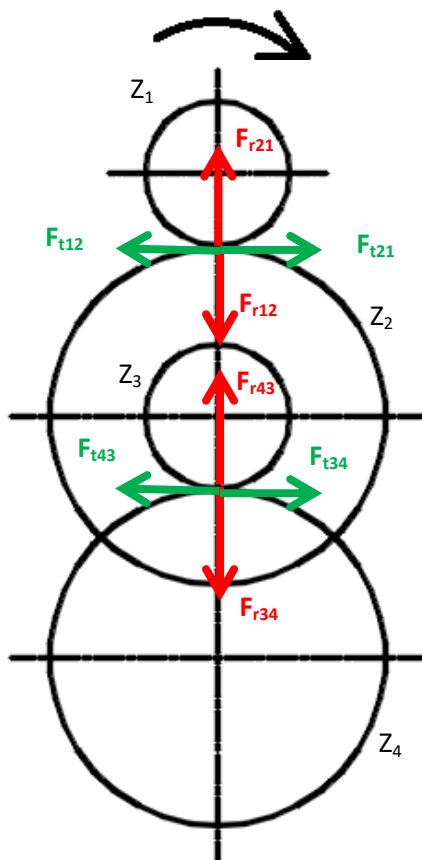
Z této rovnice se dá vyjádřit maximální moment. Účinnost pro terénní speciály se volí  $\eta_c=0,85$ . Celkový převod se spočte:

$$i_c = i_{př} \cdot i_{c\,ses} \cdot i_{roz} = 0,3 \cdot 5,4 \cdot 2 = 3,629 \quad (3.4)$$

$$M_{MAX} = \frac{m \cdot g \cdot R_{DYN} \cdot (f \cdot \cos\alpha + \sin\alpha)}{i_c \cdot \eta_c} = \frac{15 \cdot 9,81 \cdot 0,128 \cdot (0,15 \cdot \cos 38,7^\circ + \sin 38,7^\circ)}{3,629 \cdot 0,85} = 4,5 \text{ Nm}$$

## 4 Výpočet sestupné převodovky

### 4.1 Schéma sestupné převodovky



Znázornění působení sil na roztečných kružnicích ozubených kol při zvoleném směru otáčení. V převodovce nejsou žádné axiální síly, protože v ní nejsou použita kola se šikmými zuby. Proto na hřídel působí jen radiální a tečné složky, z čehož vyplývá, že  $F_x = 0$ . Podrobný pohled na převodovku viz výkres sestupné převodovky.

Podle tohoto schématu se síly zavedou na jednotlivé hřídele při výpočtu reakcí. Výpočet je provedený podle literatury [1], [3].

#### Vstupní parametry:

- $P_1 = 165 \text{ W}$
- $n_1 = 1200 \text{ ot/min}$
- $i_{\text{ses } 1} = i_{\text{ses } 2} = 2,33$
- $\eta_{12} = \eta_{34} = 0,95$

Obr. 4.1 – schéma sil sestupné převodovky

### 4.2 Výpočet základních parametrů

#### 4.2.1 Výpočet točivého momentu na vstupní hřídeli

Obecný vzorec:

$$T_i = \frac{P_i}{\omega_i} = \frac{P_i}{2 \cdot \pi \cdot n_i} \quad (4.1)$$

Dosazení pro vstupní hřídel:

$$T_1 = \frac{P_1}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{165 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1200} = 1,313 \text{ Nm}$$

#### 4.2.2 Výpočet výkonu na předlokové hřídeli

Obecný vzorec:

$$P_{n+1} = P_n \cdot \eta \quad (4.2)$$

Dosazení pro předlohou hřídel:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{12} = 165 \cdot 0,95 = 156,75 \text{ W}$$

#### 4.2.3 Výpočet otáček na předlokové hřídeli

Obecný vzorec:

$$n_{n+1} = \frac{n_n}{i_{\text{ses } n}} \quad (4.3)$$

Dosazení pro předlohou hřídel:

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{\text{ses } 1}} = \frac{1200}{2,3} = 514,29 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

#### 4.2.4 Výpočet točivého momentu na předlokové hřídeli

Výpočet podle vzorce 4.1

$$T_2 = \frac{P_2}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{156,75 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 514,29} = 2,91 \text{ Nm}$$

#### 4.2.5 Výpočet výkonu na výstupní hřídeli

Výpočet podle vzorce 4.2

$$P_3 = P_1 \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{23} = 165 \cdot 0,95 \cdot 0,95 = 148,91 \text{ W}$$

#### 4.2.6 Výpočet otáček na výstupní hřídeli

Výpočet podle vzorce 4.3

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{\text{ses } 1} \cdot i_{\text{ses } 2}} = \frac{1200}{2,3 \cdot 2,3} = 220,41 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

### 4.3 Pevnostní kontrola ozubených kol

Pevnostní kontrolu ozubení jsem provedl v programu ČSN 01 4686. Do výpočtu byly vloženy rozměry ozubení s programem GEOMETRIE, materiál ozubených kola a napočítané točivé momenty. Výsledky z obou programů jsou vloženy do přílohy č.2. Z výsledku je patrné, že první soukolí vyhovuje. Druhé soukolí je poddimenzované, nepředpokládá se trvalá životnost. Kola se musí pravidelně kontrolovat. Také se nepředpokládá trvalé zatížení, se kterým bylo počítáno v pevnostním výpočtu. Toto zatížení vznikne při zadření ložiska nebo při jiném poškození.



## 4.4 Výpočet sil působících na hřídel

### 4.4.1 Výpočet obvodových sil

Obecný vzorec:

$$F_{tn} = \frac{T_n \cdot 2}{d_n} \quad (4.1)$$

- První soukolí, výpočet podle vzorce 4.1

$$F_{t12} = F_{t21} = \frac{T_1 \cdot 2}{d_1} = \frac{1,313 \cdot 2}{12} = 218,838 \text{ N}$$

- Druhé soukolí, výpočet podle vzorce 4.1

$$F_{t34} = F_{t43} = \frac{T_2 \cdot 2}{d_3} = \frac{2,911 \cdot 2}{12} = 485,091 \text{ N}$$

### 4.4.2 Výpočet radiálních sil

Obecný vzorec:

$$F_{rn} = \frac{F_{tn} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad (4.2)$$

- První soukolí, výpočet podle vzorce 4.2

$$F_{r12} = F_{r21} = \frac{F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{218,838 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 0^\circ} = 79,65 \text{ N}$$

- Druhé soukolí, výpočet podle vzorce 4.2

$$F_{r34} = F_{r43} = \frac{F_{t34} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{485,091 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 0^\circ} = 176,556 \text{ N}$$

## 4.5 Kontrola vstupní hřídele

### 4.5.1 Výpočet reakcí

Průběhy ohybových momentů a posouvajících sil v jednotlivých osách, jsou vyobrazeny v příloze č.3.

#### 4.5.2 Výpočet reakcí v bodě A a B (osa X-Y)

$$\sum M_B = -R_{AY} \cdot 39 + F_{r12} \cdot 27 = 0$$

$$\sum M_A = -R_{r12} \cdot 12 + R_{BY} \cdot 39 = 0$$

$$R_{AY} = \frac{F_{r12} \cdot 27}{39} = \frac{79,65 \cdot 27}{39} = 55,143 \text{ N}$$

$$R_{BY} = \frac{F_{r12} \cdot 12}{39} = \frac{79,65 \cdot 12}{39} = 29,508 \text{ N}$$

Kontrola reakcí v ose Y:

$$\sum F_Y = 0; F_{r12} - R_{AY} - R_{BY} = 79,65 - 55,143 - 29,508 = 0 \text{ N}$$

#### 4.5.3 Výpočet reakcí v bodě A a B (osa X-Z)

$$\sum M_B = -R_{AZ} \cdot 39 + F_{t12} \cdot 27 = 0$$

$$\sum M_A = -F_{t12} \cdot 12 + R_{BZ} \cdot 39 = 0$$

$$R_{AZ} = \frac{F_{t12} \cdot 27}{39} = \frac{218,838 \cdot 27}{39} = 151,503 \text{ N}$$

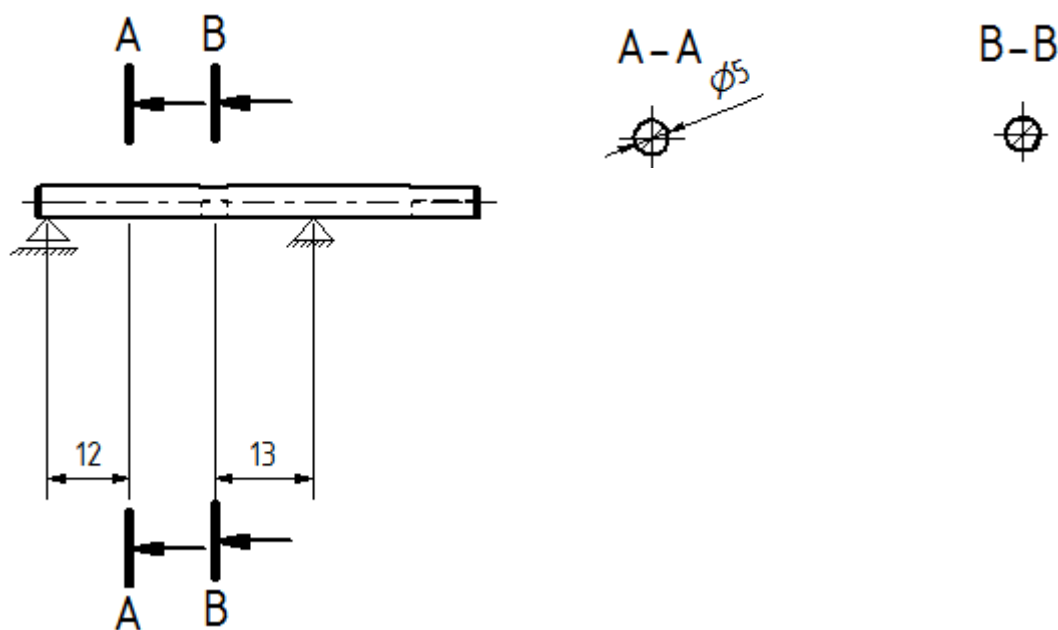
$$R_{BZ} = \frac{F_{t12} \cdot 12}{39} = \frac{218,838 \cdot 12}{39} = 67,335 \text{ N}$$

Kontrola reakcí v ose Z:

$$\sum F_Z = 0; F_{t12} - R_{AZ} - R_{BZ} = 218,838 - 151,503 - 67,335 = 0 \text{ N}$$

#### 4.6 Bezpečnost vstupního hřídele

Pro výpočet bezpečnosti se určí nebezpečné místa. V mém případě je to místo v řezu A-A, kde se nachází špičkové napětí v ohybu a místo v řezu B-B kde se nachází vrub.



Obr. 4.2 – schéma vstupní hřídele a vyznačení nebezpečných míst na hřídeli

#### 4.6.1 Rovnice ohybových momentů v oblasti řezů A-A v rovině X-Y a X-Z

$$M_{OXYA-A} = -R_{AY} \cdot 12 = -55,143 \cdot 12 = -661,712 \text{ Nmm}$$

$$M_{OXZA-A} = -R_{AZ} \cdot 12 = -151,503 \cdot 12 = -1818,04 \text{ Nmm}$$

#### 4.6.2 Výsledný ohybový moment v místě A-A se započteným dynamickým součinitelem $K_A$

$$M_{OA-A} = \sqrt{(K_A \cdot M_{OXYA-A})^2 + (K_A \cdot M_{OXZA-A})^2} \quad (4.3)$$

Dynamický součinitel  $K_A = 1$  jsem volil s ohledem na malou nerovnoměrnost provozu a pro pohon elektromotorem.

$$M_{OA-A} = \sqrt{[1,1 \cdot (-661,712)]^2 + [1,1 \cdot (-1818,04)]^2} = 2128,189 \text{ Nmm}$$

#### 4.6.3 Rovnice ohybových momentů v oblasti řezu B-B v rovině X-Y a X-Z

$$M_{OXYB-B} = -R_{BY} \cdot 13 = -24,508 \cdot 13 = -318,602 \text{ Nmm}$$

$$M_{OXZB-B} = -R_{ZY} \cdot 13 = -67,335 \cdot 13 = -875,353 \text{ Nmm}$$

#### 4.6.4 Výsledný ohybový moment v místě B-B se započteným dynamickým součinitelem $K_A=1,1$

$$M_{OB-B} = \sqrt{(K_A \cdot M_{OXYB-B})^2 + (K_A \cdot M_{OXZB-B})^2} \quad (4.4)$$

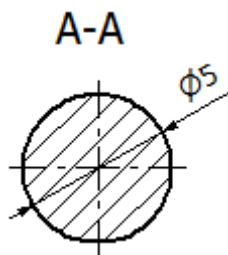
$$M_{OB-B} = \sqrt{[1,1 \cdot (-318,602)]^2 + [1,1 \cdot (-875,353)]^2} = 1024,683 \text{ Nmm}$$

#### 4.6.5 Průběh točivého momentu se započítáním dynamického součinitele $K_A=1,1$

$$T_{AA-BB} = K_A \cdot T_1 = 1,1 \cdot 1,313 = 1,444 \text{ Nm} = 1444 \text{ Nmm}$$

## 4.7 Statická kontrola vstupní hřídele

### 4.7.1 Ohybové napětí v průřezu A-A



Obr. 4.3 – Průřez A-A ve kterém se nachází maximální ohybový moment.

$$\sigma_{\text{SOA-A}} = \frac{32 \cdot M_{\text{O A-A}}}{\pi \cdot d_{\text{A-A}}^3} \cdot \alpha_{\sigma \text{A-A}} \quad (4.5)$$

Pro hřídel bez vrubu má součinitel vrubu pro ohyb v průřezu A-A hodnotu  $\alpha_{\sigma \text{A-A}} = 1$

$$\sigma_{\text{SOA-A}} = \frac{32 \cdot 2128,189}{\pi \cdot 5^3} \cdot 1 = 173,42 \text{ MPa}$$

### 4.7.2 Smykové napětí v průřezu A-A

$$\tau_{\text{SA-A}} = \frac{16 \cdot T_{\text{AA-BB}}}{\pi \cdot d_{\text{A-A}}^3} \cdot \alpha_{\tau \text{A-A}} \quad (4.6)$$

Pro hřídel bez vrubu má součinitel vrubu pro krut v průřezu A-A hodnotu  $\alpha_{\sigma \text{A-A}} = 1$

$$\tau_{\text{SA-A}} = \frac{16 \cdot 1444}{\pi \cdot 5^3} \cdot 1 = 58,847 \text{ MPa}$$

### 4.7.3 Redukované napětí v průřezu A-A podle Gesta

$$\sigma_{\text{RED A-A}} = \sqrt{\sigma_{\text{SOA-A}}^2 + 4 \cdot \tau_{\text{SA-A}}^2} \quad (4.7)$$

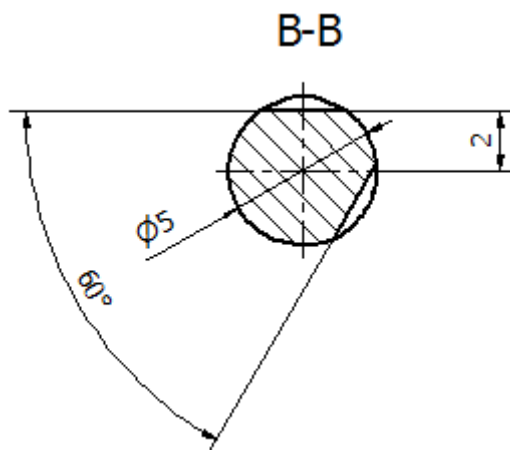
$$\sigma_{\text{RED A-A}} = \sqrt{173,42^2 + 4 \cdot 58,847^2} = 209,587 \text{ MPa}$$

#### 4.7.4 Součinitel statické bezpečnosti v průřezu A-A

$$K_{sA-A} = \frac{R_{e15230}}{\sigma_{RED A-A}} \quad (4.8)$$

$$K_{sA-A} = \frac{635}{209,587} = 3$$

#### 4.7.5 Ohybové napětí v průřezu B-B



Obr. 4.4 – Průřez B-B ve kterém se nachází vrub

$$\sigma_{SOB-B} = \frac{32 \cdot M_{OB-B}}{\pi \cdot d_{B-B}^3} \cdot \alpha_{\sigma A-A} \quad (4.9)$$

Pro průřez B-B neexistuje žádný graf, který by umožnil odečtení hodnoty  $\alpha_{\sigma B-B}$ . Proto jsem za součinitel vrubu v ohybu zvolil hodnotu  $\alpha_{\sigma B-B} = 2$ , čímž jsem napětí v tomto bodě zdvojnásobil, abych zajistil bezpečnost v tomto místě. Za průměr  $d_{B-B}$  se dosazuje nejmenší průměr, který se do řezu dá vepsat. V mém případě  $d_{B-B} = 4,5\text{mm}$ .

$$\sigma_{SOB-B} = \frac{32 \cdot 1024,683}{\pi \cdot 4,5^3} \cdot 2 = 229,077 \text{ MPa}$$

#### 4.7.6 Smykové napětí v průřezu B-B

$$\tau_{SB-B} = \frac{16 \cdot T_{AA-BB}}{\pi \cdot d_{B-B}^3} \cdot \alpha_{\tau B-B} \quad (4.10)$$

Stejně jako u předchozí rovnice pro průřez B-B neexistuje žádný graf, který by umožnil odečtení hodnoty  $\alpha_{\tau B-B}$ . Proto jsem za součinitel vrubu v krutu zvolil hodnotu  $\alpha_{\tau B-B} = 2$ , čímž jsem, stejně jako v předchozím příkladu, napětí zdvojnásobil, abych zajistil bezpečnost v tomto místě.

$$\tau_{SB-B} = \frac{16 \cdot 1444}{\pi \cdot 4,5^2} \cdot 2 = 161,447 \text{ MPa}$$

#### 4.7.7 Redukované napětí v průřezu B-B podle Guesta

$$\sigma_{\text{RED B-B}} = \sqrt{\sigma_{\text{SO B-B}}^2 + 4 \cdot \tau_{\text{SO B-B}}^2} \quad (4.11)$$

$$\sigma_{\text{RED B-B}} = \sqrt{229,077^2 + 4 \cdot 161,447^2} = 395,899 \text{ MPa}$$

#### 4.7.8 Součinitel statické bezpečnosti v průřezu B-B

$$K_{s \text{ B-B}} = \frac{R_{e 15 230}}{\sigma_{\text{RED B-B}}} \quad (4.12)$$

$$K_{s \text{ B-B}} = \frac{635}{395,899} = 1,6$$

### 4.8 Dynamická bezpečnost vstupní hřídele

#### 4.8.1 Mez únavy v ohybu oceli ČSN 15 230 pro hladký vzorek

Hodnota  $R_m$  pro materiál ČSN 15 230 je  $R_m = 780 \text{ MPa}$

$$\sigma_{\text{CO 15230}} = 0,49 \cdot R_m \quad (4.13)$$

$$\sigma_{\text{CO 15230}} = 0,49 \cdot 780 = 382,2 \text{ MPa}$$

#### 4.8.2 Vrubový účinek v průřezu A-A

V průřezu A-A není žádný vrub, v tomto místě se nachází maximum ohybového momentu, a proto se vrubový součinitel  $\beta_{A-A} = 1$ .

#### 4.8.3 Mez únavy skutečné součásti v průřezu A-A

$$\sigma_{\text{CO A-A15230}}^* = \frac{\varepsilon_{V A-A} \cdot \eta_{P A-A}}{\beta_{A-A}} \cdot \sigma_{\text{CO 15230}} \quad (4.14)$$

- Součinitel velikosti součástí  $\varepsilon_V$  se spočte ze vztahu pro velikost součástí

( $2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$ ) podle zdroje [1]:

$$\varepsilon_V = 1,24 \cdot d^{-0,107} \quad (4.15)$$

$$\varepsilon_{V A-A} = 1,24 \cdot 5^{-0,107} = 1,044$$

- Součinitel jakosti povrchu pro povrch tažený za studena se spočte ze vztahu, který je uvedený níže. Podle zdroje [1], hodnoty  $a = 4,51$ ;  $b = -0,265$ :

$$\eta_P = a \cdot R_m^b \quad (4.16)$$

$$\eta_P = 4,51 \cdot 780^{-0,265} = 0,772$$

Spočtené koeficienty se dosadí do rovnice (4.14)

$$\sigma_{CO A-A15230}^* = \frac{1,044 \cdot 0,772}{1} \cdot 382,2 = 308,101 \text{ MPa}$$

#### 4.8.4 Amplitudové napětí v průřezu A-A

$$\sigma_{aO A-A} = \frac{32 \cdot M_{O A-A}}{\pi \cdot d_{A-A}^3} \quad (4.17)$$

$$\sigma_{aO A-A} = \frac{32 \cdot 2128,189}{\pi \cdot 5^3} = 173,42 \text{ MPa}$$

#### 4.8.5 Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu pro průřez A-A

$$K_{d\sigma A-A} = \frac{\sigma_{CO A-A15230}^*}{\sigma_{aO A-A}} \quad (4.18)$$

$$K_{d\sigma A-A} = \frac{308,101}{173,42} = 1,8$$

#### 4.8.6 Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu A-A

$$K_{s\tau A-A} = \frac{0,577 \cdot R_{e 15230}}{\tau_{SA-A}} \quad (4.19)$$

$$K_{s\tau A-A} = \frac{0,577 \cdot 635}{58,847} = 6,2$$

#### 4.8.7 Výsledná bezpečnost v průřezu A-A

$$K_{V A-A} = \frac{K_{d\sigma A-A} \cdot K_{s\tau A-A}}{\sqrt{K_{d\sigma A-A}^2 + K_{s\tau A-A}^2}} \quad (4.20)$$

$$K_{V A-A} = \frac{1,8 \cdot 6,2}{\sqrt{1,8^2 + 6,2^2}} = 1,7 \quad \Rightarrow \text{Hřídel v průřezu A - A vyhovuje } (K_{V \text{ MIN}} = 1,3)$$

#### 4.8.8 Vrubový součinitel $\beta_{B-B}$ v průřezu B-B podle Neubergera

$$\beta_{B-B} = 1 + \frac{\alpha_{\sigma B-B} - 1}{1 - \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_{B-B}}}} \quad (4.21)$$

- Poloměr vrubu je zaoblení dna drážky a má hodnotu  $\rho_{B-B} = 0,3$
- Neubergerova konstanta  $\sqrt{A}$  se spočte ze vztahu [1]:

$$\sqrt{A} = 1,238\,788 - 0,224\,979 \cdot 10^{-2} \cdot R_m + 0,159\,942 \cdot 10^{-5} \cdot R_m^2 - 0,418\,477 \cdot 10^{-9} \cdot R_m^3 \quad (4.22)$$

$$\sqrt{A} = 1,238\,788 - 0,224\,979 \cdot 10^{-2} \cdot 780 + 0,159\,942 \cdot 10^{-5} \cdot 780^2 - 0,418\,477 \cdot 10^{-9} \cdot 780^3$$

$$\sqrt{A} = 0,262$$

Po dopočtené konstanty se dosadí do rovnice (4.21)

$$\beta_{B-B} = 1 + \frac{2 - 1}{1 - \frac{0,262}{\sqrt{0,3}}} = 1,533$$

#### 4.8.9 Mez únavy skutečné součásti v průřezu B-B

$$\sigma_{CO\,B-B15230}^* = \frac{\varepsilon_{V\,B-B} \cdot \eta_{P\,B-B}}{\beta_{B-B}} \cdot \sigma_{CO\,15230} \quad (4.23)$$

- Součinitel velikosti součástí  $\varepsilon_V$  je stejný jako v průřezu A-A, výpočet podle vzorce (4.15)
- Součinitel jakosti povrchu pro povrch tažený za studena je taktéž stejný jako u řezu B-B, vypočte se podle vzorce (4.16)

$$\sigma_{CO\,B-B15230}^* = \frac{1,044 \cdot 0,772}{1,533} \cdot 382,2 = 200,9 \text{ MPa}$$

#### 4.8.10 Amplitudové napětí v průřezu B-B

$$\sigma_{aO\,B-B} = \frac{32 \cdot M_{O\,B-B}}{\pi \cdot d_{B-B}^3} \quad (4.24)$$

$$\sigma_{aO\,B-B} = \frac{32 \cdot 1024,683}{\pi \cdot 4,5^3} = 114,539 \text{ MPa}$$

#### 4.8.11 Součinitel dynamické bezpečnosti v průřezu B-B

$$K_{d\sigma\,B-B} = \frac{\sigma_{CO\,B-B15230}^*}{\sigma_{aO\,B-B}} \quad (4.25)$$

$$K_{d\sigma\,A-A} = \frac{200,9}{114,539} = 1,8$$



#### 4.8.12 Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu B-B

$$K_{\sigma\tau B-B} = \frac{0,577 \cdot R_{e 15230}}{\tau_{SB-B}} \quad (4.26)$$

$$K_{\sigma\tau B-B} = \frac{0,577 \cdot 635}{161,447} = 2,3$$

#### 4.8.13 Výsledná bezpečnost v průřezu B-B

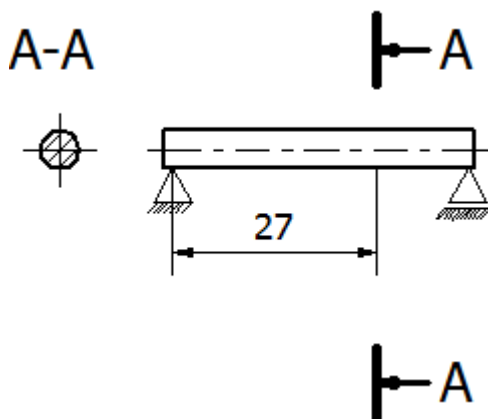
$$K_{VB-B} = \frac{K_{d\sigma B-B} \cdot K_{\sigma\tau B-B}}{\sqrt{K_{d\sigma B-B}^2 + K_{\sigma\tau B-B}^2}} \quad (4.27)$$

$$K_{VB-B} = \frac{1,8 \cdot 2,3}{\sqrt{1,8^2 + 2,3^2}} = 1,4 \quad \Rightarrow \text{Hřídel v průřezu B – B vyhovuje } (K_{V \text{ MIN}} = 1,3)$$

Hřídel podle kontroly vyhovuje v obou průřezech. V průřezu B-B je nižší bezpečnost z důvodu velkého vrubu, ale nedostala se pod hodnotu  $K_{V \text{ MIN}} = 1,3$ .

### 4.9 Kontrola předlohová hřídel

Výpočet předlohové hřídele jsem provedl obdobně jako výpočet vstupní hřídele. Postup výpočtu je vložený do přílohy č.4, společně s průběhy ohybových momentů a krouticích momentů. Výsledky jsou uvedeny v tabulce (tab. 4.1). Hřídel je hladká bez vrubu. Proto hřídel kontroluji pouze v místě maximálního ohybového momentu (řez A-A). Schématické zobrazení hřídele je na obrázku obr. 4.5.



Obr. 4.5 – Schéma předlohové hřídele a vyznačení nebezpečných míst na hřídeli

Ve vzdálenosti 27 mm od axiálně vodivého ložiska se nachází maximální ohybový moment. Toto místo odpovídá středu šířky ozubeného kola.

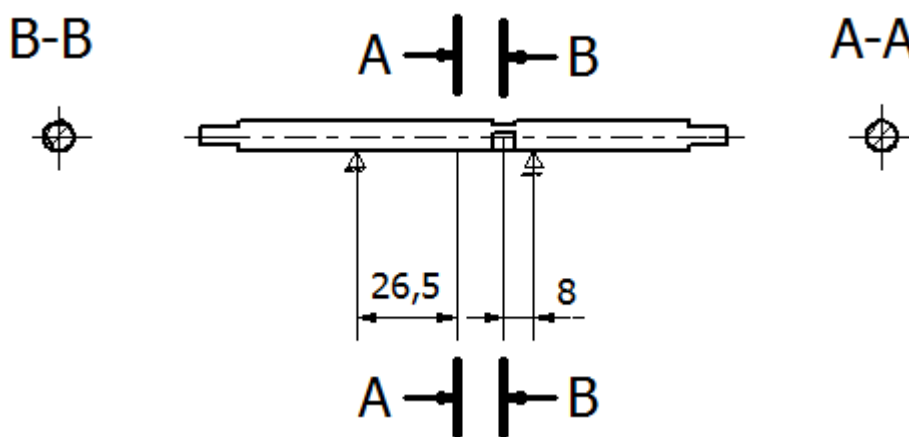
Předlohová hřídel:			
Výpočet reakcí:			
		R <sub>ay</sub> [N]	R <sub>By</sub> [N]
Reakce	Osa X-Y	0,8	-97,7
	Osa X-Z	300,8	403,2
			Průřez A-A
Průběh točivého momentu se započítáním dynamického součinitele Ka = 1,1:			3201,6
T [Nmm]			
Výsledný ohybový moment se započteným dynamickým součinitelem Ka = 1,1:			5475,8
M <sub>o</sub> [Nmm]			
Statická kontrola:			
Ohybové napět:			446,2
σ <sub>co</sub> [MPa]			
Smykové napětí:			130,4
τ <sub>s</sub> [MPa]			
Redukované napětí:			516,9
σ <sub>REDA-A</sub> [MPa]			
Výsledný bezpečnost (Materiál 15 230, Re = 635 MPa):			1,2
K <sub>s</sub> [-]			
Dynamická kontrola:			
Mez únavy v ohybu oceli 15 230 pro hladký vzorek:			382,2
σ <sub>co15230</sub> [MPa]			
Mez únavy skutečné součásti:			308,1
σ <sup>*</sup> <sub>coA-A15230</sub> [MPa]			
Amplitudové napětí:			446,2
σ <sub>ao</sub> [MPa]			
Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu:			0,7
k <sub>dσ</sub> [-]			
Součinitel statické bezpečnosti ve smyku			2,8
K <sub>st</sub> [-]			
Výsledná bezpečnost:			0,7
K <sub>v</sub> [-]			

Tab. 4.1 – Tabulka výsledků kontroly předlohové hřídele:

Z tabulky (tab. 4.1) vyplývá, že hřídel nevyhovuje. Statická i dynamická bezpečnost je menší než doporučená hodnota bezpečnosti  $K_v = 1,3$ . Z toho vyplývá, že hřídel nebude mít trvalou životnost, ale musí se pravidelně kontrolovat a popřípadě měnit. Výsledky jsou počítány pro nejhorší možnost, která by mohla nastat pouze v případě zadření ložiska či poruše jiné součástky. Pro výpočet odpovídající běžnému provozu by bylo zapotřebí počítat s údaji naměřenými v provozu a vytvořit tak spektrum zatížení.

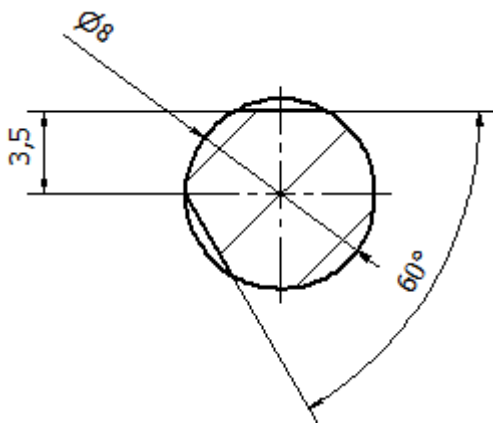
#### 4.10 Kontrola výstupní (rozvodové) hřídele

Při výpočtu výstupní hřídele jsem postupoval stejně jako u kontroly vstupní a předlohové hřídele. Ve výpočtu se liší průměr hřídele. Na výstupní hřídeli jsou dva nebezpečné průřezy stejně jako u vstupní hřídele. První nebezpečné místo je maximum ohybového momentu (řez A-A) a druhé místo je v místě vrubu (řez B-B). Schématické znázornění hřídele a označení nebezpečných míst je zakresleno v obrázku obr. 4.6, v tabulce tab. 4.2 jsou uvedeny výsledky z kontroly výstupního hřídele. Postup výpočtu a průběhy ohybových a kroutících momentu jsou vloženy v příloze č.5.



Obr. 4.6 - Schéma výstupní hřídele a vyznačení nebezpečných míst na hřídeli

Na obrázku (obr. 4.6) jsou zobrazeny nebezpečné průřezy. Maximum ohybového momentu se nachází ve vzdálenosti 26,5 mm od axiálně vodivého ložiska a střed vrubu je umístěn 8 mm od axiálně vodivého ložiska. Vrub je vytvořen ofrézovanými drážky, které jsou navzájem natočeny o 120°.



Obr. 4.7 – Rozměry ofrézované drážky (vrubu) v místě řezu B-B

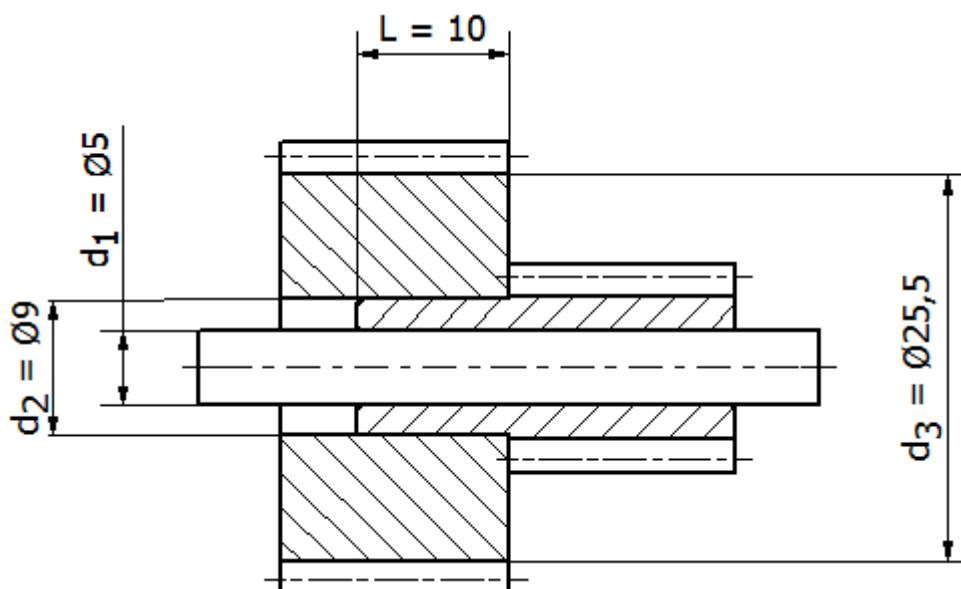
Výstupní (rozvodová) hřídel					
Výpočet reakcí:					
		R <sub>ay</sub> [N]	R <sub>By</sub> [N]		
Reakce	Osa X-Y	77,0	99,5		
	Osa X-Z	-211,6	-273,5		
				Průřez A-A	Průřez B-B
Průběh točivého momentu se započítáním dynamického součinitele Ka = 1,1:				7096,9	
T [Nmm]					
Výsledný ohybový moment se započteným dynamickým součinitelem Ka = 1,1:				6563,4	2561,3
Mo [Nmm]					
Statická kontrola:					
Ohybové napět:				130,6	134,1
σco [MPa]					
Smykové napětí:				70,6	185,8
τs [MPa]					
Redukované napětí:				192,3	395,1
σREDA-A [MPa]					
Výsledný bezpečnost (Materiál 15 230, Re = 635 MPa):				3,3	1,6
Ks [-]					
Dynamická kontrola:					
Mez únavy v ohybu oceli 15 230 pro hladký vzorek:				382,2	
σco15230 [MPa]					
Mez únavy skutečné součásti:				308,1	200,9
σ*coA-A15230 [MPa]					
Amplitudové napětí:				130,6	67,1
σao [MPa]					
Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu:				2,4	3,0
kdσ [-]					
Součinitel statické bezpečnosti ve smyku				5,2	2,0
Kst [-]					
Výsledná bezpečnost:				2,1	1,6
Kv [-]					

Tab 4.2 – Tabulka výsledků kontroly výstupního hřídele

Kontroly výstupní hřídele ukázala, že hřídel bezpečně vydrží maximální zatížení převodovky. Nejmenší bezpečnosti vyšli v místě řezu B-B, ve kterém se nachází vrub. Ani jedna z počítaných bezpečností není menší než doporučená hodnota bezpečnosti.

## 5 Výpočet přesahu nalisovaného spoje

Kolo a pastorek, na předlokové hřídeli sestupné převodovky, jsou spojeny nalisováním, protože pokud by měli obě kola dřík, tak by se musela mnohonásobně zvětšit skříň převodovky. Kolo je tedy bez dříku a pastorek je nalisován do otvoru v kole. Takto složený celek je nasazen na předlokové hřídeli. Obrázek (obr. 5.1) zobrazuje rozměry, které vstupují do výpočtu a znázorňují celkové konstrukční provedení.



Obr. 5.1 – Schéma nalisovaného spoje

### 5.1 Důležité parametry pro výpočet

Spoj je zatížen krouticím momentem  $M_k = T_2 = 2,911 \text{ Nm}$ . Materiál ozubených kol je 12 050, který má mez kluzu  $R_e = 390 \text{ MPa}$  a modul pružnosti v tahu  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ . Do výpočtu vstupuje i koeficient tření  $f = 0,2$  a bezpečnost nalisovaného spoje  $k = 2$ . Koeficient tření je volen s ohledem na tření mezi ocelí a ocelí, bez mazání.

### 5.2 Výpočet tuhostí

#### 5.2.1 Tuhost dříku pastorku

$$C_1 = \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \quad (5.1)$$

$$C_1 = \frac{9^2 + 5^2}{9^2 - 5^2} = 1,893$$

### 5.2.2 Tuhost náboje

$$C_2 = \frac{d_3^2 + d_2^2}{d_3^2 - d_2^2} \quad (5.2)$$

$$C_2 = \frac{25,5^2 + 9^2}{25,5^2 - 9^2} = 1,285$$

### 5.3 Výpočet minimálního tlaku ve spoji

$$P_{2min} = \frac{2 \cdot k \cdot M_k}{\pi \cdot d_2^2 \cdot L \cdot f} \quad (5.3)$$

$$P_{2min} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 2,911 \cdot 1000}{\pi \cdot 9^2 \cdot 10 \cdot 0,2} = 22,879 \text{ MPa}$$

### 5.4 Výpočet minimální velikosti přesahu

$$\Delta d'_{2min} = \frac{d_2 \cdot P_{2min}}{E} \cdot (C_1 + C_2) \quad (5.4)$$

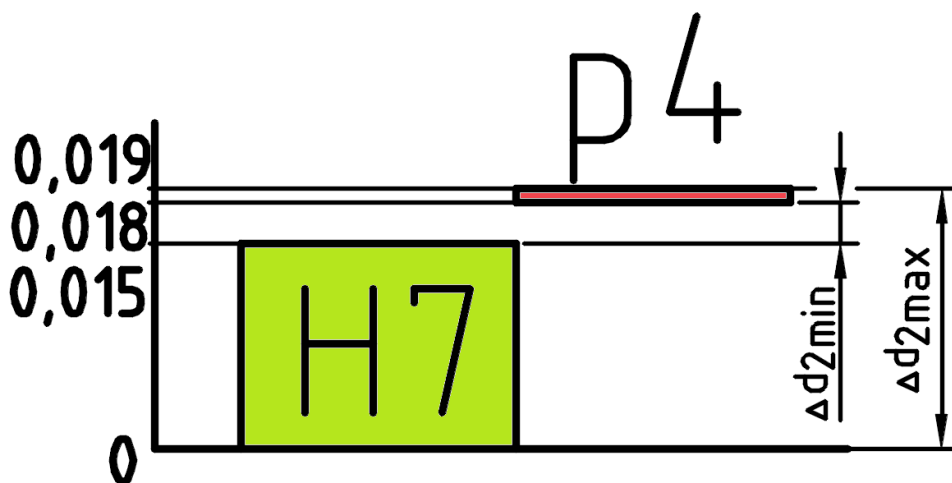
$$\Delta d'_{2min} = \frac{9 \cdot 22,879}{2,1 \cdot 10^5} \cdot (1,285 + 1,893) = 0,003 \text{ mm}$$

### 5.5 Volba přesahu

Volím přesah s uložením v soustavě jednotné díry. Velikost přesahu  $\varnothing 9 \text{ H7/p4}$ . Pro  $\varnothing$  hřídel 9 mm z tabulek [2] vyplývají tyto tolerance:

$$\varnothing 9 \text{ H7}_{0,015}^{0,019}$$

$$\varnothing 9 \text{ p4}_{0,018}^{0,019}$$



Obr. 5.2 – Grafické znázornění přesahu  $\varnothing 9 \text{ R8/h7}$

## 5.6 Výpočet maximálního a minimálního přesahu

$$\Delta d_{2\min} = 0,018 - 0,015 = 0,003 \text{ mm}$$

$$\Delta d_{2\max} = 0,019 - 0 = 0,019 \text{ mm}$$

Podmínka minimálního přesahu je splněna, protože  $\Delta d_{2\min} \geq 0,003 \text{ mm}$ .

## 5.7 Výpočet skutečného maximálního tlaku

Výpočet je odvozen z rovnice (5.4). Do odvozeného vzorce je dosazena hodnota maximálního přesahu  $\Delta d_{2\max}$ .

$$P_{2\max} = \frac{\Delta d_{2\max} \cdot E}{d_2 \cdot (C_1 + C_2)} = \frac{0,019 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{9 \cdot (1,285 + 1,893)} = 139,5 \text{ MPa}$$

## 5.8 Výpočet maximálního napětí ve spoji

$$\sigma_{\max} = P_{2\max} \cdot (C_2 + 1) \tag{5.5}$$

$$\sigma_{\max} = 139,5 \cdot (1,285 + 1) = 318,8 \text{ MPa}$$

- Maximální napětí se porovnává s mezi kluzu  $R_e$ .

$$\sigma_{\max} \leq R_e$$

$$318,8 \leq 390 \text{ MPa}$$

Podmínka je pro daný přesah splněna.

## 6 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout a početně zkontrolovat část hnacího ustrojí RC modelu Tatra v měřítku 1:10. Pro návrh podvozku musel být použit elektromotor o výkonu 165W, který pracuje při napětí 12V. Dále práce obsahuje výkres sestavy podvozku, sestupné převodovky a vybrané dílenské výkresy.

V první části práce jsou sepsány informace o existujících provedeních RC modelů Tatra, a taky o předloze pro můj návrh (Tatry T138 NT 4x4). V další části je detailní popis konstrukčního provedení podvozku. V poslední části je provedený výpočet kolové síly s ohledem na maximální stoupavost vozidla a kontrola sestupné převodovky.

Konstrukční provedení modelu vychází ze skutečné Tatry T138 NT 4x4. Model má centrální rouru a výkyvné polonápravy. Kývavý pohyb polonáprav je umožněn pomocí dvou trubek, které jsou zasunuty do sebe. Stejně jako u originálu je v modelu použita sestupná převodovka, která pohání nápravové diferenciály. Sestupná převodovka je tvořena dvěma páry ozubených kol. Diferenciály se skládá z čelních ozubených kol a je umístěn uvnitř centrální roury. Pro zpevnění podvozku slouží ocelový rám, který je svařený z „U“ profilu. Největšími odlišnostmi modelu od originálu jsou větší pneumatiky, model je bez mezinápravového diferenciálu a místo torzních tyčí jsou použity imitační tyče, které jsou pod kabinou upevněny na tlumiče. Při návrhu podvozku bylo zohledněno použití modelu v závodech RC truck trialu.

Při výpočtu kolové síly vyšlo, že vozidlo zdolá na nezpevněném povrchu svah o stoupavosti 80%, což odpovídá 38,7°. Při výpočtu byl odhadnut adhezní součinitel tření, to znamená, že výsledek je pouze orientační. Pro přesný výpočet by bylo zapotřebí provést měření na použité pneumatice.

Na kontrolu sestupné převodovky má vliv to, že není známo zátěžové spektrum. Proto jednotlivé komponenty byly kontrolovány při maximálním možném zatížení, které by nastalo při poruše nebo zadření ložiska. Z tohoto důvodu vyšly nízké bezpečnosti především předlokové hřídele a druhého soukolí. Zvětšení průměru hřídele a rozměru ozubených kol nebylo možné z důvodu zachování rozměru skříně. Nepředpokládá se tedy trvalá životnost a díly se musí pravidelně kontrolovat. Všechny hřídele byly zkontrolovány jak staticky, tak i dynamicky. Protože ozubené kola na předlokové hřídeli jsou nalisována, byl proveden návrh nalisovaného spoje.

Práce splňuje všechny zadané cíle. Při návrhu vznikly jen malé odchylky od originálu. Byly splněny zadané podmínky. Výpočet sestupné převodovky odhalil možná nebezpečná místa.



## 7 Seznam použité literatury a zdrojů

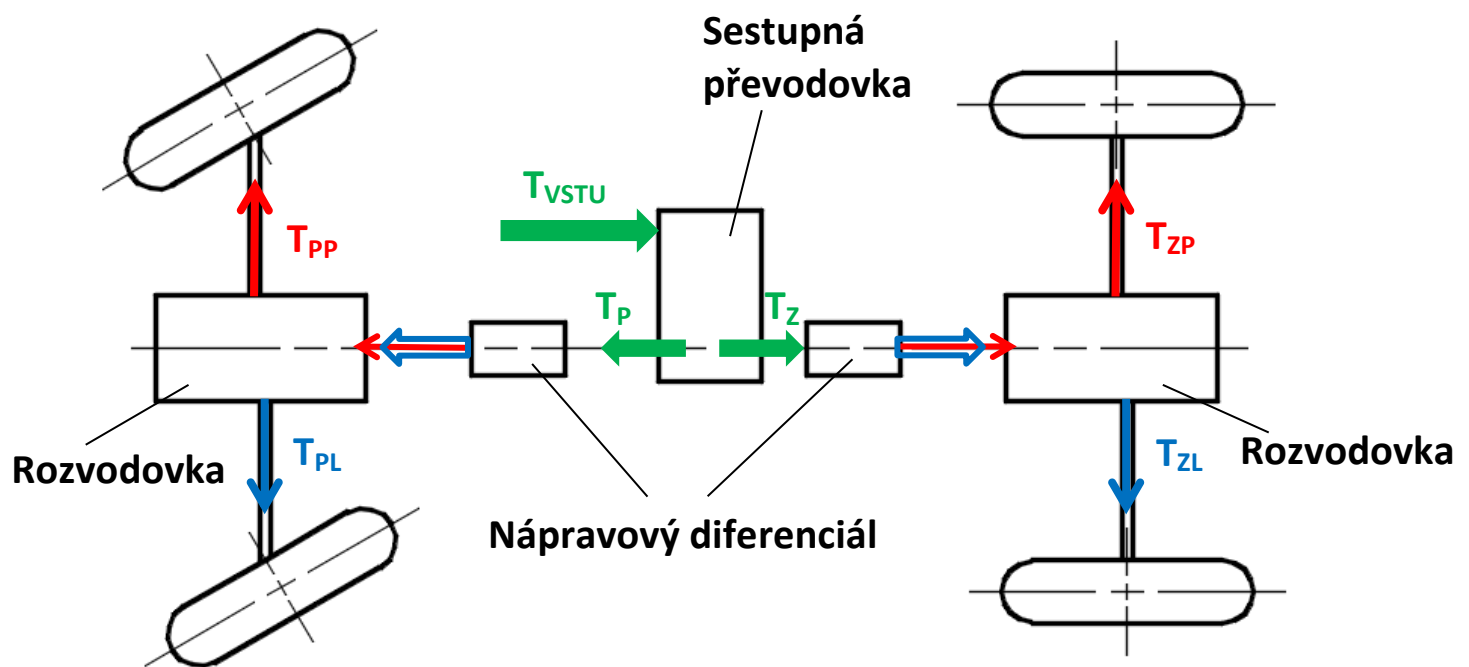
- [1] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIU, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [3] HAVLÍK, Jiří a Petr MARŠÁLEK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů cvičení*. Ostrava, 2014. VŠB TU.
- [4] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [5] HAMÁČEK, Bc. Martin. TATRA T138 NT 4x4. *RC cars*. 2005, 2005(3), 34.
- [6] HAMÁČEK, Bc. Martin. TATRA T138 NT 4x4 2.díl. *RC cars*. 2006, 2006(1), 35.
- [7] HAMÁČEK, Bc. Martin. TATRA T138 NT 4x4 3.díl. *RC cars*. 2006, 2006(2), 36.
- [8] HANYS TRUCK PAGE [online]. 2001 [cit. 2016-03-07]. Dostupné z: <http://www.rc-trucker.com/photos/tatra138/P2260013.jpg>
- [9] RC model TATRA 815-7 od firmy Capo - TATRA 815-7 8×8 RC 1:10 [online]. Brno-Ponava: Tatra Heritage, 2015 [cit. 2016-03-07]. Dostupné z: [http://www.rctatra.cz/uploads/\\_CGSmartImage/img-c33ed99586d091f26e5d4fd3d762b36e.jpg](http://www.rctatra.cz/uploads/_CGSmartImage/img-c33ed99586d091f26e5d4fd3d762b36e.jpg)
- [10] RC model TATRA 815-7 od firmy Capo - TATRA 815-7 8×8 RC 1:10 [online]. Brno-Ponava: Tatra Heritage, 2015 [cit. 2016-03-07]. Dostupné z: <http://www.rctatra.cz/model>
- [11] Forum.valka.cz [online]. 2013 [cit. 2016-03-07]. Dostupné z: <http://forum.valka.cz/topic/view/37389/CZK-Tatra-138-NTt-4x4>
- [12] Nákladní Tatrovky [online]. 2013 [cit. 2016-03-07]. Dostupné z: <http://nakladni-tatrovky.freepage.cz/t138-174488/>
- [13] DIFERENCIÁL TATRA 1:10 alá HANYS. In: RC TRUCK TRIAL PRAHA [online]. 2011 [cit. 2016-04-29]. Dostupné z: <http://forum.rctrucktrial.cz/viewtopic.php?f=1&t=1224>
- [14] *Forum.valka.cz* [online]. 2013 [cit. 2016-04-29]. Dostupné z: <http://forum.valka.cz/attachments/4461/IMAG2574.jpg>

## 8 Seznam příloh

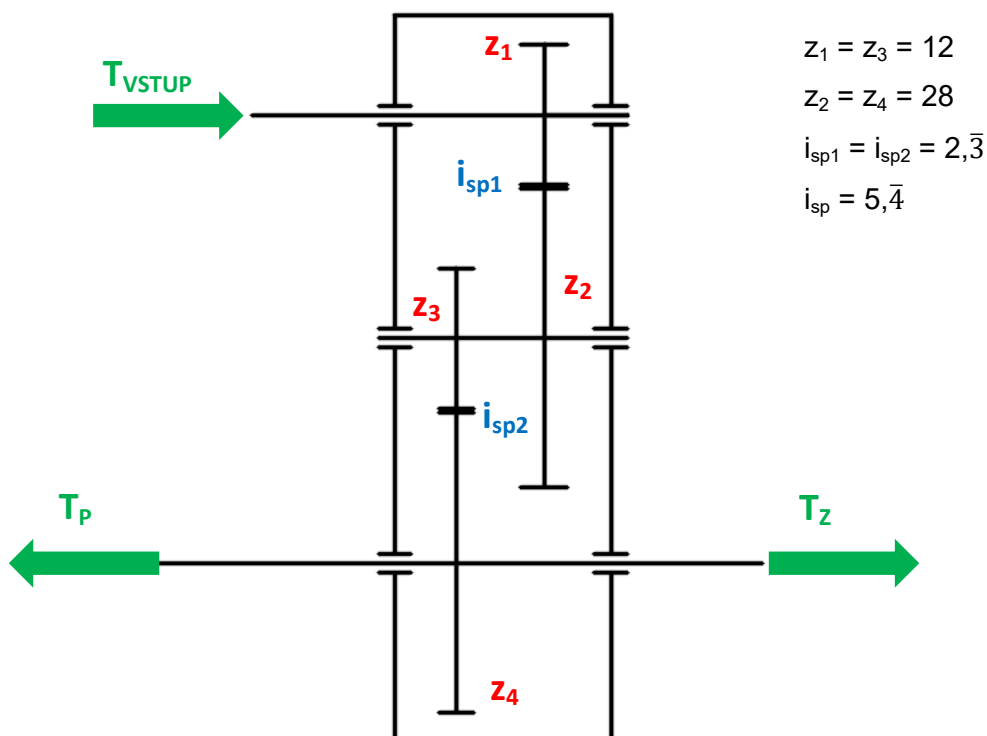
Příloha č.1	Schéma pohonu vozidla
Příloha č.2	Geometrie 1. a 2. Soukolí sestupné převodovky
Příloha č.3	Pevnostní kontrola ozubení
Příloha č.4	Průběhy posouvajících sil a ohybových momentů na vstupní hřídeli
Příloha č.5	Kontrola předlokové hřídele
Příloha č.6	Kontrola výstupní hřídele
Příloha č.7	Obrázky 3D modelu podvozku
Příloha č.8	Výkresová dokumentace

## Příloha č.1

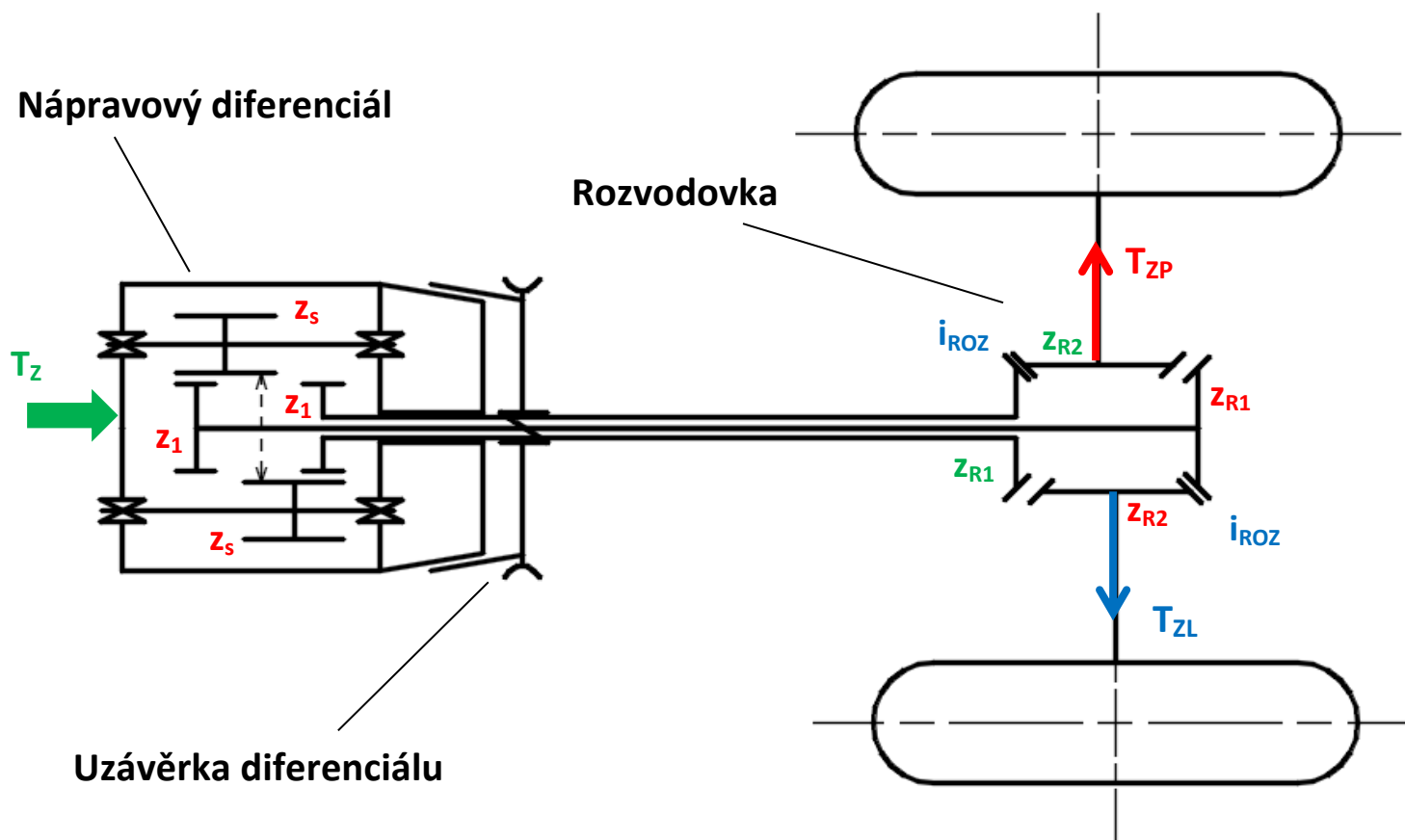
- Schéma pohonu vozidla



- Schéma sestupné převodovky



- Schéma nápravového diferenciálu a rozvodovky



$$\begin{aligned} z_s &= 10 & z_{R1} &= 15 \\ z_1 &= 20 & z_{R2} &= 30 \\ & & i_{ROZ} &= 2 \end{aligned}$$

$T_{VSTUP}$	Vstupní točivý moment	[Nm]
$T_P$	Točivý moment na přední část vozidla	[Nm]
$T_Z$	Točivý moment na zadní část vozidla	[Nm]
$T_{PP}, T_{ZP}$	Točivý moment pohánějící pravou přední a zadní nápravu	[Nm]
$T_{PL}, T_{ZL}$	Točivý moment pohánějící levou přední a zadní nápravu	[Nm]

## Příloha č.2

- Rozměry ozubení, prvního a druhého soukolí s programu geometrie:

		<i>Rozměr</i>	<i>PASTOREK</i>		<i>KOLO</i>
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	$j_n$	[mm]		0.0000	
Počet zubů	$z$	[-]	12		28
Počet zubů náhradního kola	$z_n$	[-]	12.000		28.000
Normální modul	$m_n$	[mm]		1.000	
Čelní modul	$m_t$	[mm]		1.000	
Úhel sklonu zubu roztečný	$\beta$	[°]		0	
Úhel sklonu zubu základní	$\beta_b$	[°]		0	
Úhel záběru čelní	$\alpha_t$	[°]		20.00000	
Úhel záběru pracovní	$\alpha_{wt}$	[°]		20.00000	
Osová vzdálenost pracovní	$a$	[mm]		20.00000	
Osová vzdálenost roztečná	$a_d$	[mm]		20.00000	
Osová vzdálenost bezvůlová	$a_{jn}$	[mm]		20.00000	
Jednotková korekce bezvůlová	$x_{jn}$	[-]	0	$\Sigma = 0$	0
Jednotková korekce	$x$	[-]	0	$\Sigma = 0$	0
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0		0
Jednotková změna výšky hlavy	$k^*$	[-]		0	
Průměr patní kružnice	$d_f$	[mm]	9.50000		25.50000
základní kružnice	$d_b$	[mm]	11.27631		26.31139
kr.začátku evolventy	$d_{Ff}$	[mm]	11.30270		26.57435
kružnice začátku záběru	$d_{Hf}$	[mm]	11.30270		26.85650
valivé kružnice	$d_w$	[mm]	12.00000		28.00000
roztečné kružnice	$d$	[mm]	12.00000		28.00000
kružnice konce záběru	$d_{Ha}$	[mm]	14.00000		29.30748
kružnice srážecí hrany	$d_{Fa}$	[mm]	---		---
hlavové kružnice	$d_a$	[mm]	14.00000		30.00000
Tvarový přesah	$c_F$	[mm]	0		0.14108
Tloušťka zubu na patní kružnici	$s_f$	[mm]	---		---
základní kružnici	$s_b$	[mm]	1.64413		1.86822
začátku evolventy	$s_{Ff}$	[mm]	1.64677		1.86197
valivé kružnici	$s_w$	[mm]	1.57080		1.57080
roztečné kružnici	$s$	[mm]	1.57080		1.57080
začátku sražení	$s_{Fa}$	[mm]	---		---
hlavové kružnici	$s_a$	[mm]	0.62090		0.73102
Výška paty	$h_f$	[mm]	1.25000		1.25000
hlavy	$h_a$	[mm]	1.00000		1.00000
zubu	$h$	[mm]	2.25000		2.25000
Společná šířka kol	$b$	[mm]		15.000	
Délka evolventy	$ev$	[mm]	1.51905		1.84145
Délka funkční evolventy	$ev$	[mm]	1.51310		1.30796
Měrný skluz na patě		[-]	-6.16695		-2.59621
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.72193		0.86047
Poměr b/d	$\psi_d$	[-]	1.250		0.536
Poměr b/ $m_n$	$\psi_m$	[-]		15.000	
Součinitel trvání záběru profilu	$\varepsilon_\alpha$	[-]		1.27456	
Součinitel trvání záběru krokem	$\varepsilon_\beta$	[-]		0	
Součinitel trvání záběru celkový	$\varepsilon_\gamma$	[-]		1.27456	
Délka dotyku 1 páru zubů	$L_{pmax}$	[mm]		15.00000	
Celková délka dotyku minim.	$L_{zmin}$	[mm]		15.00000	
Celková délka dotyku maxim.	$L_{zmax}$	[mm]		30.00000	
Čelní rozteč	$p_t$	[mm]		3.14159	
Čelní rozteč základní	$p_{tb}$	[mm]		2.95213	

## Příloha č.3

- Pevnostní kontrola ozubených kol v sestupné převodovce.

ČSN 01 4686 verze 3.0 © M. Němček 2011

Úplný výpočet Zjednodušený výpočet ☒ ČSN ☐ DIN (B) ☐ DIN (C)

Typ ozubení  
☒ Vnější  
☐ Vnitřní

Geometrie  
Materiály  
Zatížení  
Rozměry

KHB  
Součinitele  
Tisk

Konec

Výpočet

OHYB		DOTYK	
$\sigma_{F1}$ = 94.1	$\sigma_{F2}$ = 75.5	$\sigma_{H1}$ = 749.9	$\sigma_{H2}$ = 749.9
$\sigma_{FP1}$ = 500.0	$\sigma_{FP2}$ = 500.0	$\sigma_{HP1}$ = 1210.0	$\sigma_{HP2}$ = 1210.0
$S_{F1}$ = 5.313	$S_{F2}$ = 6.620	$S_{H1}$ = 1.614	$S_{H2}$ = 1.614
$\sigma_{Fmax1}$ = 188.2	$\sigma_{Fmax2}$ = 151.1	$\sigma_{Hmax1}$ = 1060.5	$\sigma_{Hmax2}$ = 1060.5
$\sigma_{FPmax1}$ = 1000.0	$\sigma_{FPmax2}$ = 1000.0	$\sigma_{HPmax1}$ = 2600.0	$\sigma_{HPmax2}$ = 2600.0
$K_F$ = 1.560	$K_{Fv}$ = 1.000	$\sigma_{HO1}$ = 600.4	$\sigma_{HO2}$ = 600.4
$K_{F\alpha}$ = 1.200	$K_{F\beta}$ = 1.300	$K_H$ = 1.560	$K_{Hv}$ = 1.000
$Y_\epsilon$ = 0.827	$Y_\beta$ = 1.000	$K_{H\alpha}$ = 1.200	$K_{H\beta}$ = 1.300
$Y_{FS1}$ = 4.999	$Y_{FS2}$ = 4.012	$K_A$ = 1.000	$K_{AS}$ = 2.000
$Y_{Fa1}$ = 3.458	$Y_{Fa2}$ = 2.566	$Z_\epsilon$ = 0.953	$Z_H$ = 2.495
$Y_{Sa1}$ = 1.445	$Y_{Sa2}$ = 1.564	$Z_{R1}$ = 1.000	$Z_{R2}$ = 1.000
		$Z_E$ = 191.646	$Z_\beta$ = 1.000

Pevnostní kontrola prvního páru soukolí v sestupné převodovce.

ČSN 01 4686 verze 3.0 © M. Němček 2011

Úplný výpočet Zjednodušený výpočet ☒ ČSN ☐ DIN (B) ☐ DIN (C)

Typ ozubení  
☒ Vnější  
☐ Vnitřní

Geometrie

Materiály

Zatížení

Rozměry

KHB

Součinitele

Tisk

Konec

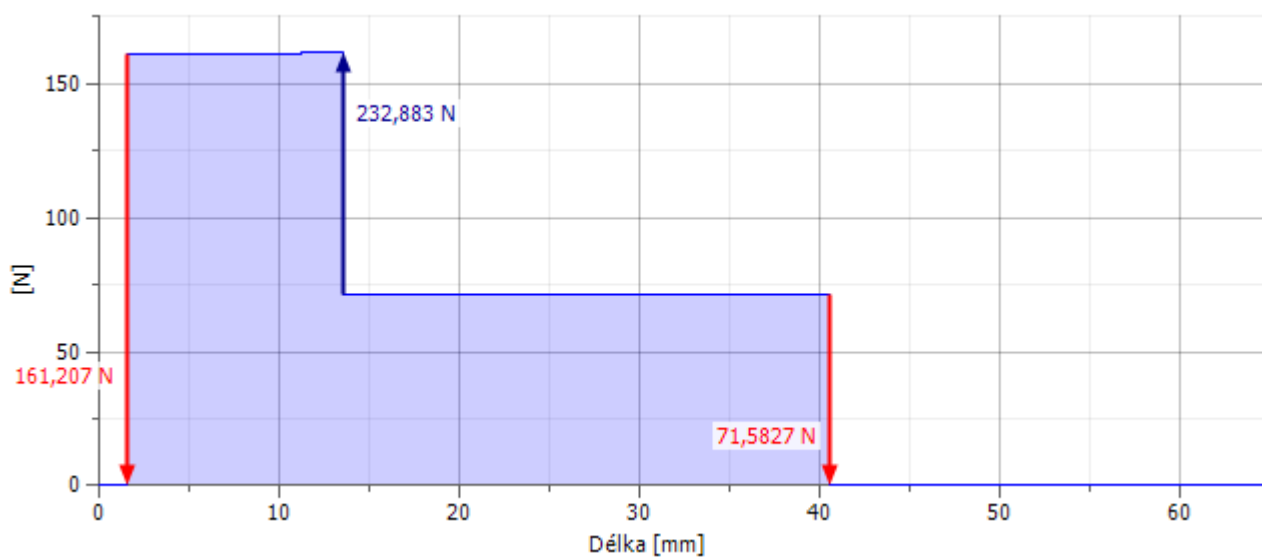
Výpočet

OHYB		DOTYK	
$\sigma_{F1}$ = 208.6	$\sigma_{F2}$ = 167.4	$\sigma_{H1}$ = 1116.4	$\sigma_{H2}$ = 1116.4
$\sigma_{FP1}$ = 500.0	$\sigma_{FP2}$ = 500.0	$\sigma_{HP1}$ = 1210.0	$\sigma_{HP2}$ = 1210.0
$S_{F1}$ = 2.397	$S_{F2}$ = 2.987	$S_{H1}$ = 1.084	$S_{H2}$ = 1.084
$\sigma_{Fmax1}$ = 417.1	$\sigma_{Fmax2}$ = 334.8	$\sigma_{Hmax1}$ = 1578.8	$\sigma_{Hmax2}$ = 1578.8
$\sigma_{FPmax1}$ = 1000.0	$\sigma_{FPmax2}$ = 1000.0	$\sigma_{HPmax1}$ = 2600.0	$\sigma_{HPmax2}$ = 2600.0
$K_F$ = 1.560	$K_{Fv}$ = 1.000	$\sigma_{HO1}$ = 893.8	$\sigma_{HO2}$ = 893.8
$K_{F\alpha}$ = 1.200	$K_{F\beta}$ = 1.300	$K_H$ = 1.560	$K_{Hv}$ = 1.000
$Y_\epsilon$ = 0.827	$Y_\beta$ = 1.000	$K_{H\alpha}$ = 1.200	$K_{H\beta}$ = 1.300
$Y_{FS1}$ = 4.999	$Y_{FS2}$ = 4.012	$K_A$ = 1.000	$K_{AS}$ = 2.000
$Y_{Fa1}$ = 3.458	$Y_{Fa2}$ = 2.566	$Z_\epsilon$ = 0.953	$Z_H$ = 2.495
$Y_{Sa1}$ = 1.445	$Y_{Sa2}$ = 1.564	$Z_{R1}$ = 1.000	$Z_{R2}$ = 1.000
		$Z_E$ = 191.646	$Z_\beta$ = 1.000

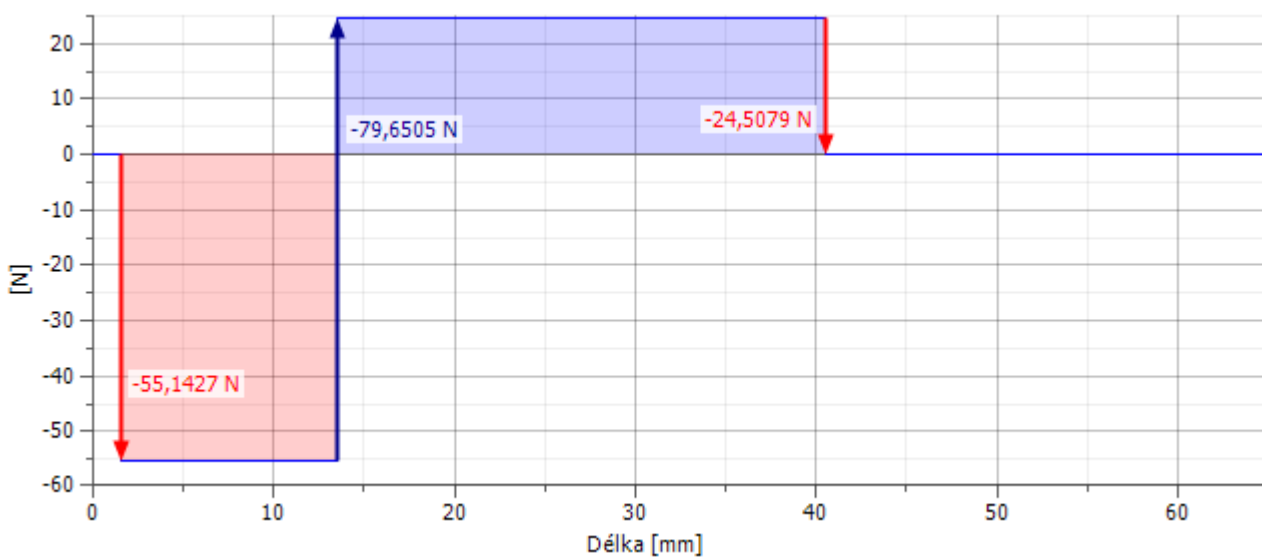
Pevnostní kontrola druhého páru soukolí v sestupné převodovce.

## Příloha č.4

- Výsledné smykové síly

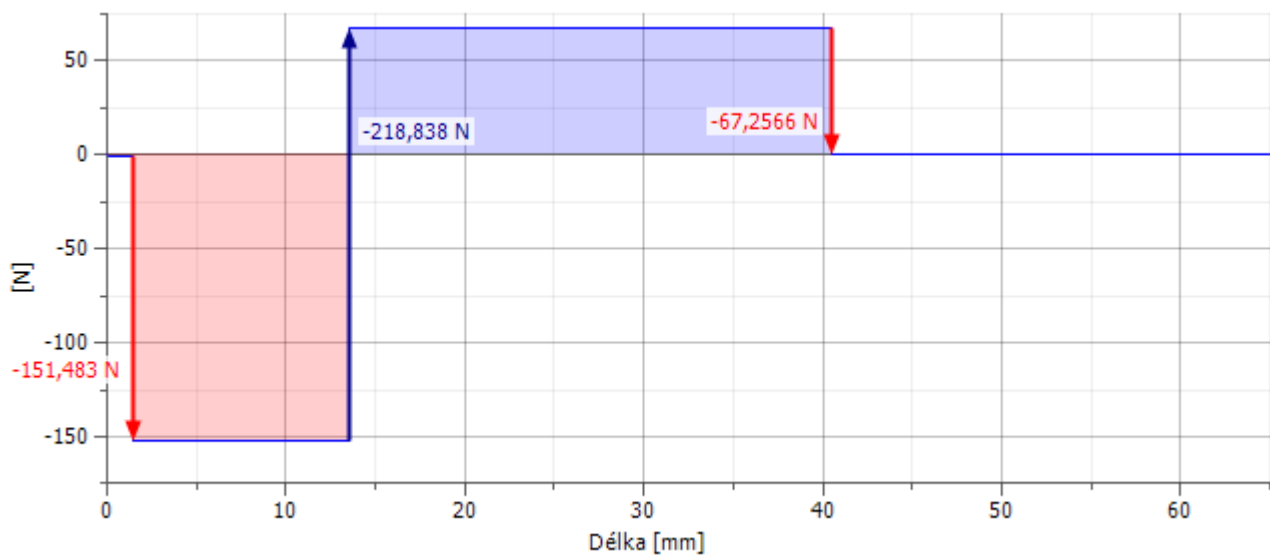


- Smykové síly v rovině X-Y

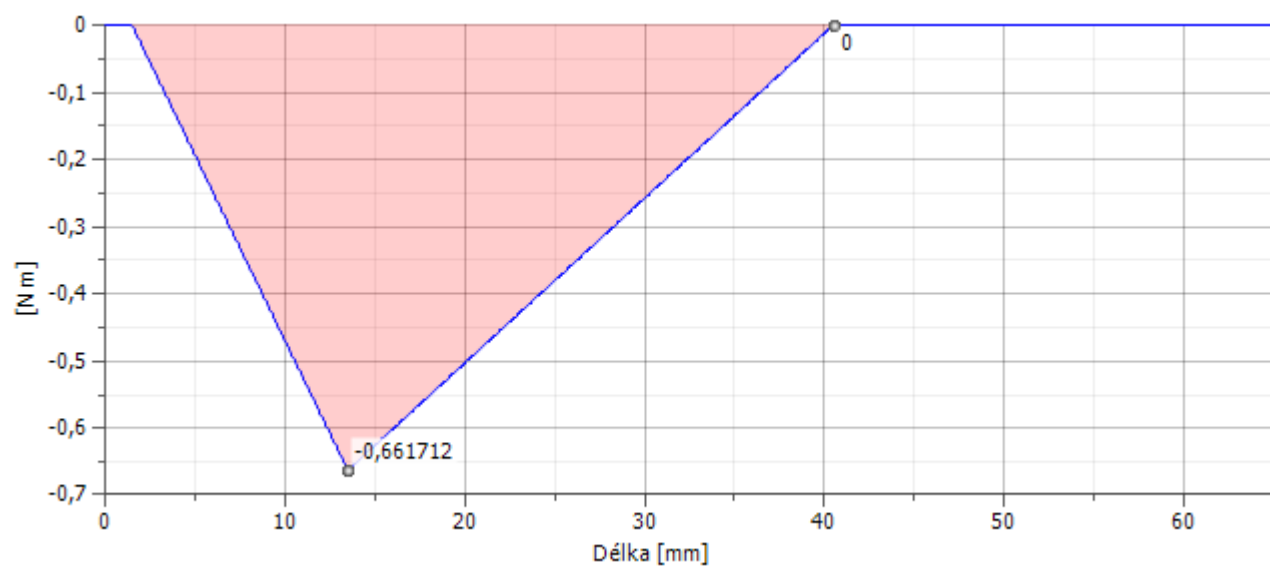




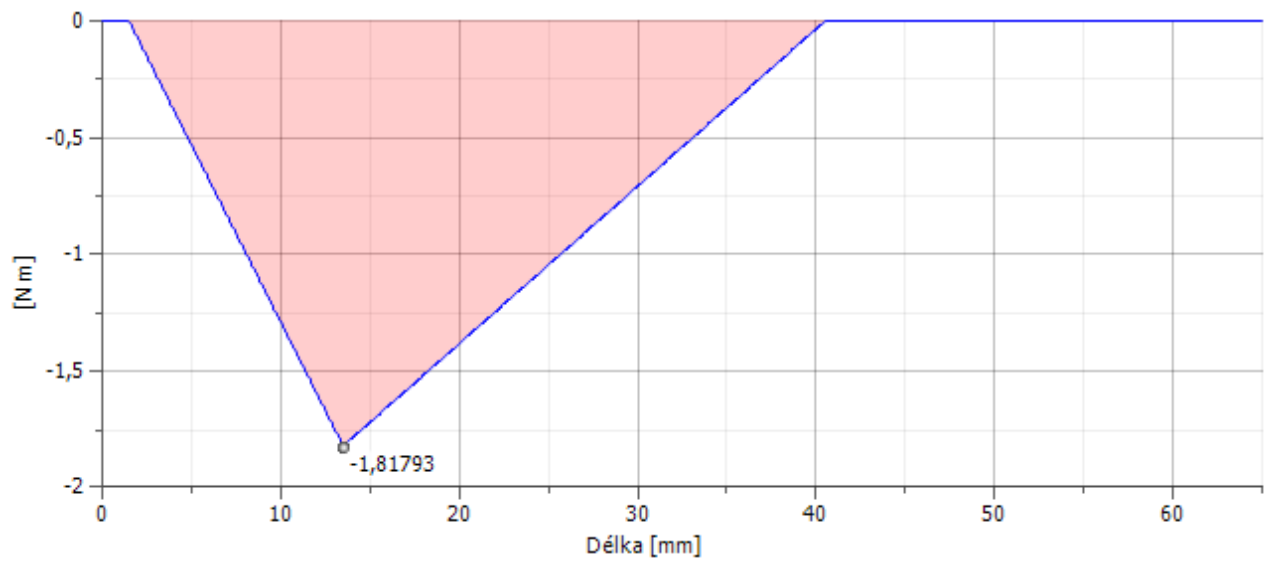
- Smykové síly v rovině X-Z



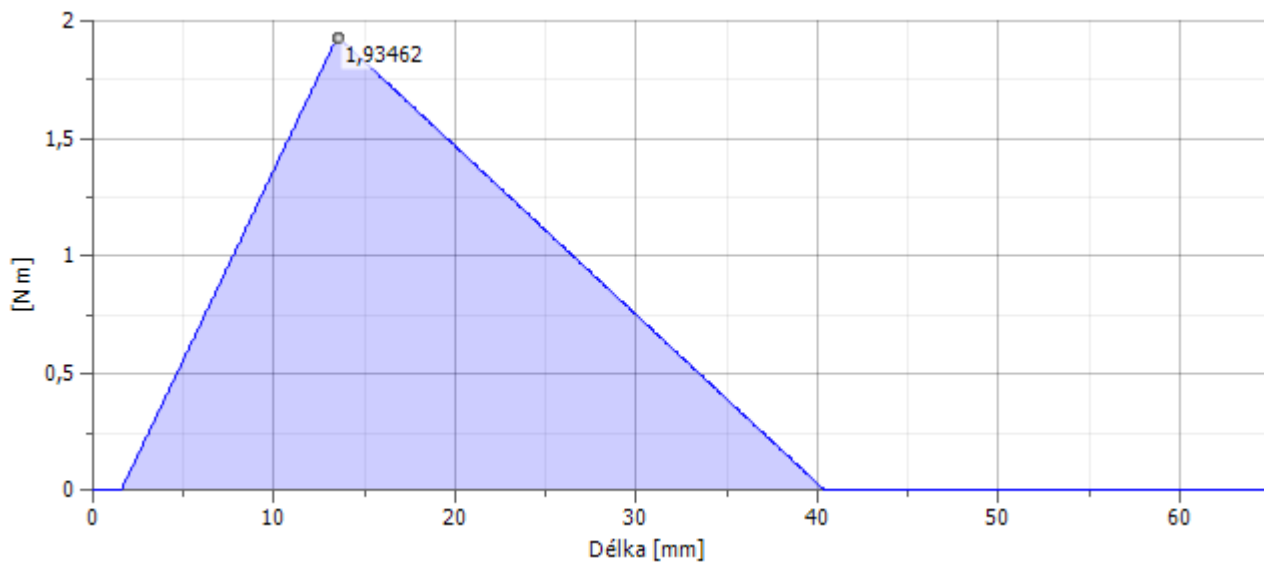
- Ohybové momenty v rovině X-Y



- Ohybové momenty v rovině X-Z



- Výsledné ohybové momenty



## Příloha č.5

### - Výpočet reakcí

Výpočet reakcí v bodě A a B (osa X-Y)

$$\sum M_B = R_{AY} \cdot 39 - F_{r21} \cdot (15 + 12) = 0$$

$$R_{AY} = \frac{F_{r21} \cdot (15 + 12) - F_{r34} \cdot 12}{39} = \frac{79,65 \cdot (15 + 12) - 176,556 \cdot 12}{39} = 0,81 \text{ N}$$

$$\sum M_A = R_{r21} \cdot 12 - F_{r34} \cdot (12 + 15) - R_{BY} \cdot 39 = 0$$

$$R_{BY} = \frac{F_{r21} \cdot 12 - F_{r34} \cdot (15 + 12)}{39} = \frac{79,65 \cdot 12 - 176,556 \cdot (15 + 12)}{39} = -97,25 \text{ N}$$

Kontrola reakcí v ose Y:

$$\sum F_Y = 0; R_{AY} - F_{r21} + F_{r34} + R_{BY} = 0,81 - 79,65 + 176,556 - 97,25 = 0 \text{ N}$$

Výpočet reakcí v bodě A a B (osa X-Z)

$$\sum M_B = R_{AZ} \cdot 39 - F_{t21} \cdot (15 + 12) - F_{t34} \cdot 12 = 0$$

$$R_{AZ} = \frac{F_{t21} \cdot (15 + 12) + F_{t34} \cdot 12}{39} = \frac{218,838 \cdot (15 + 12) + 485,091 \cdot 12}{39} = 300,762 \text{ N}$$

$$\sum M_A = F_{t21} \cdot 12 + F_{t34} \cdot (12 + 15) - R_{BZ} \cdot 39 = 0$$

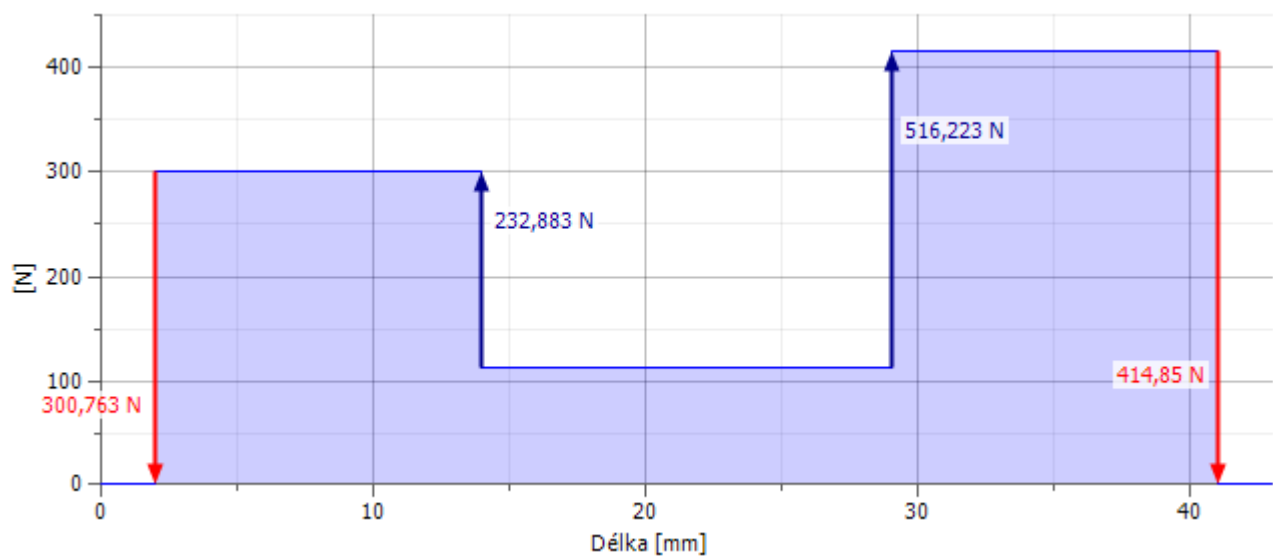
$$R_{BZ} = \frac{F_{t21} \cdot 12 + F_{t34} \cdot (12 + 15)}{39} = \frac{218,838 \cdot 12 + 485,091 \cdot (12 + 15)}{39} = 403,167 \text{ N}$$

Kontrola reakcí v ose Z:

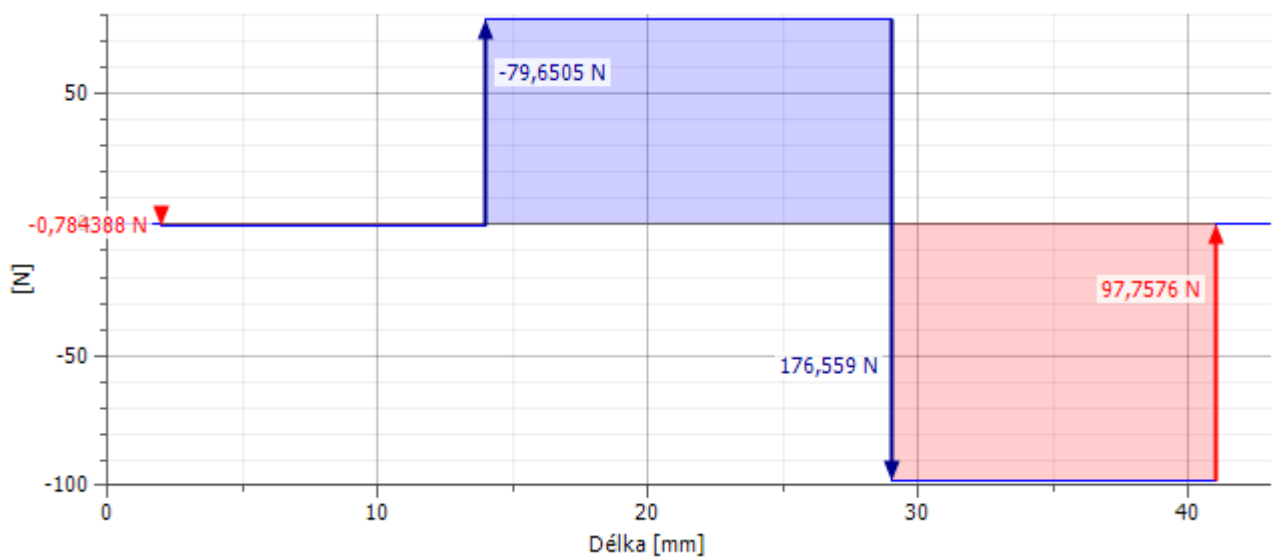
$$\sum F_Z = 0; R_{AY} - F_{t21} - F_{t34} + R_{BY} = 300,762 - 218,838 - 485,091 + 403,167 = 0 \text{ N}$$

- Průběhy posouvajících sil a ohybových momentů

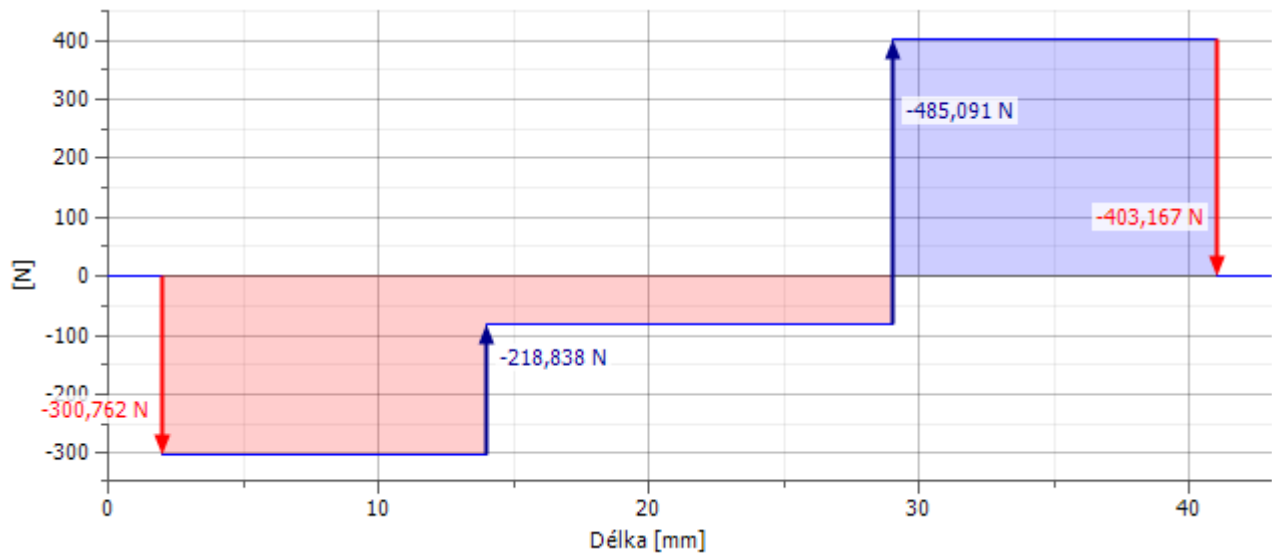
- Výsledné smykové síly



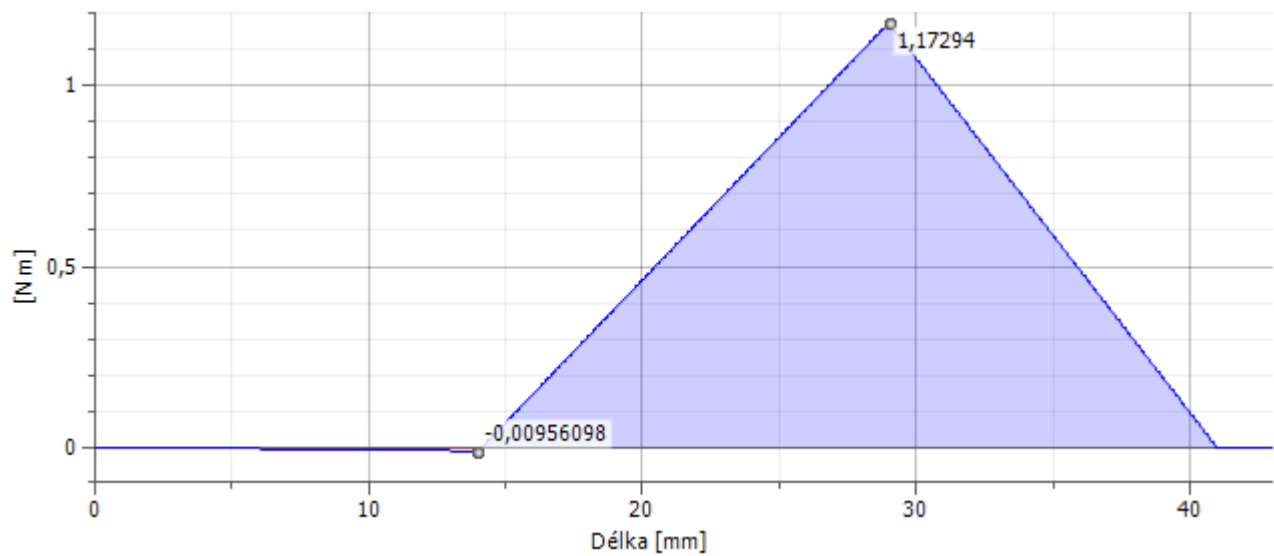
- Smykové síly v rovině X-Y



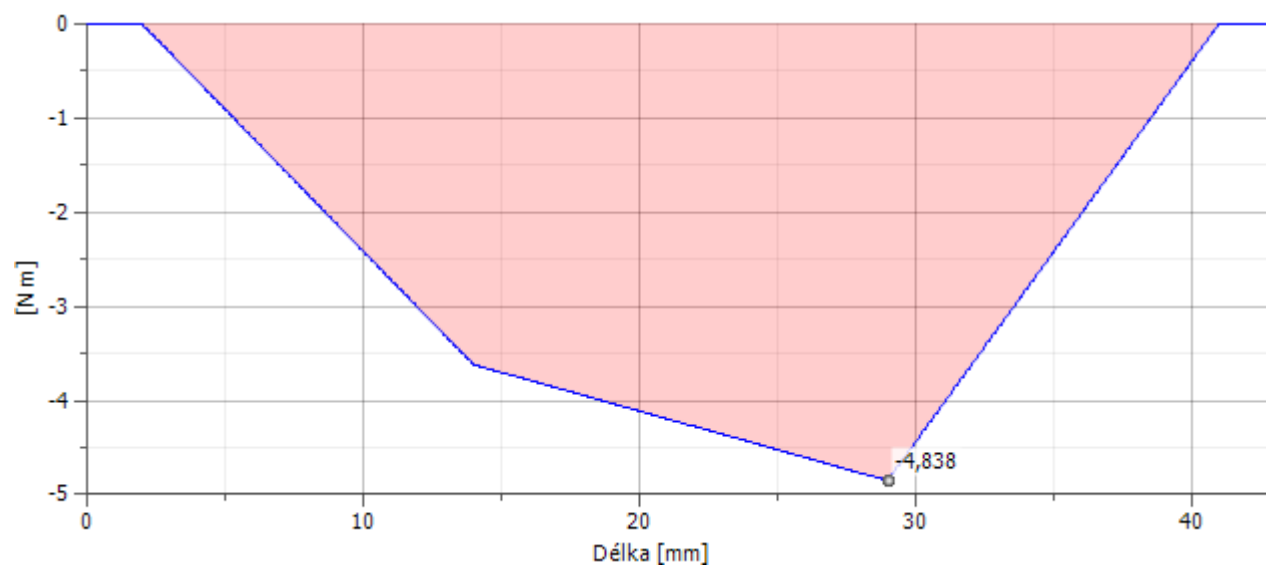
- Smykové síly v rovině X-Z



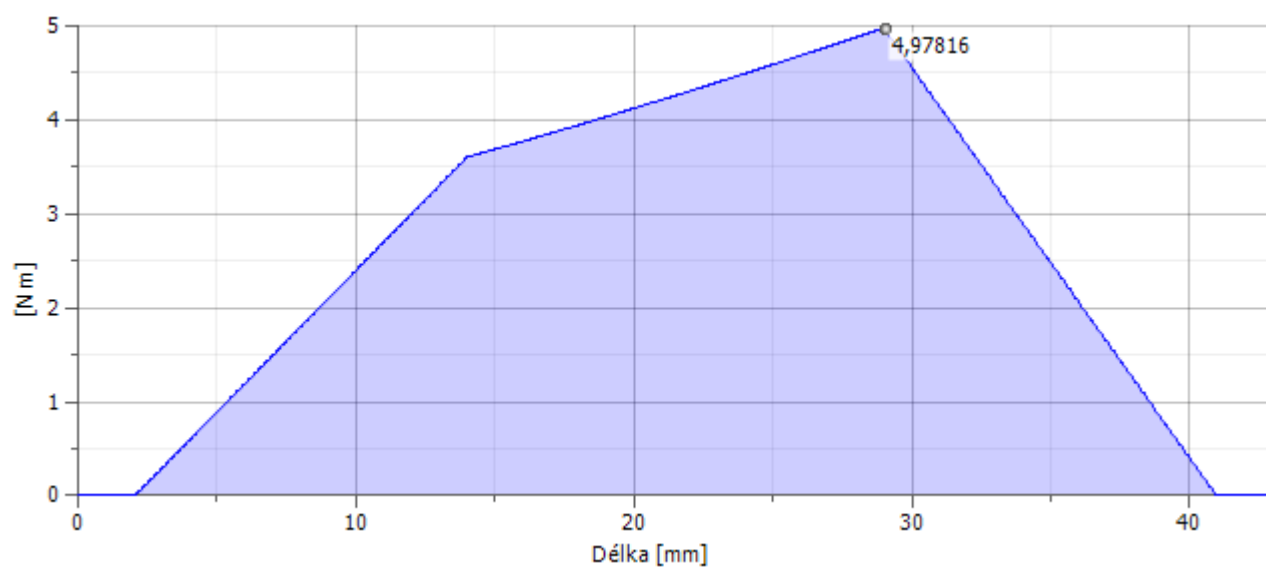
- Ohybové momenty v rovině X-Y



- Ohybové momenty v rovině X-Z

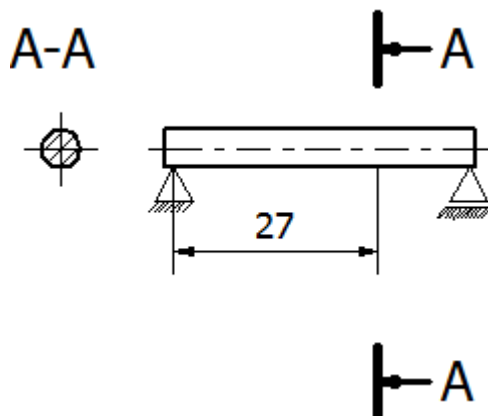


- Výsledné ohybové momenty



## - Bezpečnost vstupního hřídele

Hřídel je hladká bez vrubu. Proto hřídel kontroluju pouze v místě maximálního ohybového momentu (řez A-A).



Ve vzdálenosti 27 mm od axiálně vodivého ložiska se nachází maximální ohybový moment. Toto místo odpovídá středu šířky ozubeného kola.

- Výsledný ohybový moment v místě A-A se započteným dynamickým součinitelem  $K_A$

$$M_{0A-A} = K_A \cdot M_{oA-A} = 1,1 \cdot 4978,64 = 5475,8 \text{ Nmm}$$

Hodnota  $M_{oA-A}$  je dosazena z grafu výsledného ohybového moment.

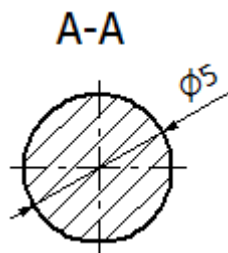
Dynamický součinitel  $K_A = 1$  jsem volil s ohledem na malou nerovnoměrnost provozu a pro pohon elektromotorem.

- Průběh točivého momentu se započítáním dynamického součinitele  $K_A=1,1$

$$T_{AA} = K_A \cdot T_2 = 1,1 \cdot 2,911 = 1,444 \text{ Nm} = 3201,6 \text{ Nmm}$$

- **Statická kontrola vstupní hřídele**

- Ohybové napětí v průřezu A-A



$$\sigma_{SOA-A} = \frac{32 \cdot M_{O A-A}}{\pi \cdot d_{A-A}^3} \cdot \alpha_{\sigma A-A}$$

Pro hřídel bez vrubu má součinitel vrubu pro ohyb v průřezu A-A hodnotu  $\alpha_{\sigma A-A} = 1$

$$\sigma_{SOA-A} = \frac{32 \cdot 5475,8}{\pi \cdot 5^3} \cdot 1 = 446,2 \text{ MPa}$$

- Smykové napětí v průřezu A-A

$$\tau_{SA-A} = \frac{16 \cdot T_{AA-BB}}{\pi \cdot d_{A-A}^3} \cdot \alpha_{\tau A-A}$$

Pro hřídel bez vrubu má součinitel vrubu pro krut v průřezu A-A hodnotu  $\alpha_{\sigma A-A} = 1$

$$\tau_{SA-A} = \frac{16 \cdot 3201,6}{\pi \cdot 5^3} \cdot 1 = 130,4 \text{ MPa}$$

- Redukované napětí v průřezu A-A podle Gesta

$$\sigma_{RED A-A} = \sqrt{\sigma_{SOA-A}^2 + 4 \cdot \tau_{SA-A}^2}$$

$$\sigma_{RED A-A} = \sqrt{446,2^2 + 4 \cdot 130,4^2} = 516,9 \text{ MPa}$$

- Součinitel statické bezpečnosti v průřezu A-A

$$K_{S A-A} = \frac{R_{e 15 230}}{\sigma_{RED A-A}}$$

$$K_{S A-A} = \frac{635}{516,9} = 1,2$$



- **Dynamická bezpečnost vstupní hřídele**

- Mez únavy v ohybu oceli ČSN 15 230 pro hladký vzorek

Hodnota  $R_m$  pro materiál ČSN 15 230 je  $R_m = 780 \text{ MPa}$

$$\sigma_{CO \ 15230} = 0,49 \cdot R_m$$

$$\sigma_{CO \ 15230} = 0,49 \cdot 780 = 382,2 \text{ MPa}$$

- Vrubový účinek v průřezu A-A

V průřezu A-A není žádný vrub, v tomto místě se nachází maximum ohybového momentu, a proto se vrubový součinitel  $\beta_{A-A} = 1$ .

- Mez únavy skutečné součásti v průřezu A-A

$$\sigma_{CO \ A-A15230}^* = \frac{\varepsilon_{V \ A-A} \cdot \eta_{P \ A-A}}{\beta_{A-A}} \cdot \sigma_{CO \ 15230}$$

Součinitel velikosti součástí  $\varepsilon_V$  se spočte ze vztahu pro velikost součástí ( $2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$ ) podle zdroje [1]:

$$\varepsilon_V = 1,24 \cdot d^{-0,107}$$

$$\varepsilon_{V \ A-A} = 1,24 \cdot 5^{-0,107} = 1,044$$

Součinitel jakosti povrchu pro povrch tažený za studena se spočte ze vztahu, který je uvedený níže. Podle zdroje [1], hodnoty  $a = 4,51$ ;  $b = -0,265$ :

$$\eta_P = a \cdot R_m^b$$

$$\eta_P = 4,51 \cdot 780^{-0,265} = 0,772$$

$$\sigma_{CO \ A-A15230}^* = \frac{1,044 \cdot 0,772}{1} \cdot 382,2 = 308,101 \text{ MPa}$$

- Amplitudové napětí v průřezu A-A

$$\sigma_{a0 \ A-A} = \frac{32 \cdot M_{O \ A-A}}{\pi \cdot d_{A-A}^3}$$

$$\sigma_{a0 \ A-A} = \frac{32 \cdot 5475,8}{\pi \cdot 5^3} = 446,2 \text{ MPa}$$

- Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu pro průřez A-A

$$K_{d\sigma \ A-A} = \frac{\sigma_{CO \ A-A15230}^*}{\sigma_{a0 \ A-A}}$$

$$K_{d\sigma \ A-A} = \frac{308,101}{446,2} = 0,7$$

- Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu A-A

$$K_{s\tau A-A} = \frac{0,577 \cdot R_{e 15230}}{\tau_{SA-A}}$$

$$K_{s\tau A-A} = \frac{0,577 \cdot 635}{130,4} = 2,8$$

- Výsledná bezpečnost v průřezu A-A

$$K_{VA-A} = \frac{K_{d\sigma A-A} \cdot K_{s\tau A-A}}{\sqrt{K_{d\sigma A-A}^2 + K_{s\tau A-A}^2}}$$

$$K_{VA-A} = \frac{0,7 \cdot 2,8}{\sqrt{0,7^2 + 2,8^2}} = 0,7$$

## Příloha č.6

### - Výpočet reakcí

#### - Výpočet reakcí v bodě A a B (osa X-Y)

$$\sum M_B = R_{AY} \cdot 47 + F_{r34} \cdot 20,5 = 0$$

$$R_{AY} = \frac{F_{r34} \cdot 20,5}{47} = \frac{176,559 \cdot 20,5}{47} = 77,0 \text{ N}$$

$$\sum M_A = R_{r43} \cdot 26,5 - R_{BY} \cdot 47 = 0$$

$$R_{BY} = \frac{F_{r43} \cdot 26,5}{47} = \frac{176,559 \cdot 26,5}{47} = 99,5 \text{ N}$$

Kontrola reakcí v ose Y:

$$\sum F_Y = 0; -F_{r34} + R_{AY} + R_{BY} = -176,559 + 77 + 99,5 = 0 \text{ N}$$

#### - Výpočet reakcí v bodě A a B (osa X-Z)

$$\sum M_B = R_{AZ} \cdot 47 + F_{t43} \cdot 20,5 = 0$$

$$R_{AZ} = \frac{-F_{t43} \cdot 20,5}{47} = \frac{485,091 \cdot 20,5}{47} = -211,6 \text{ N}$$

$$\sum M_A = -F_{t43} \cdot 26,5 - R_{BZ} \cdot 47 = 0$$

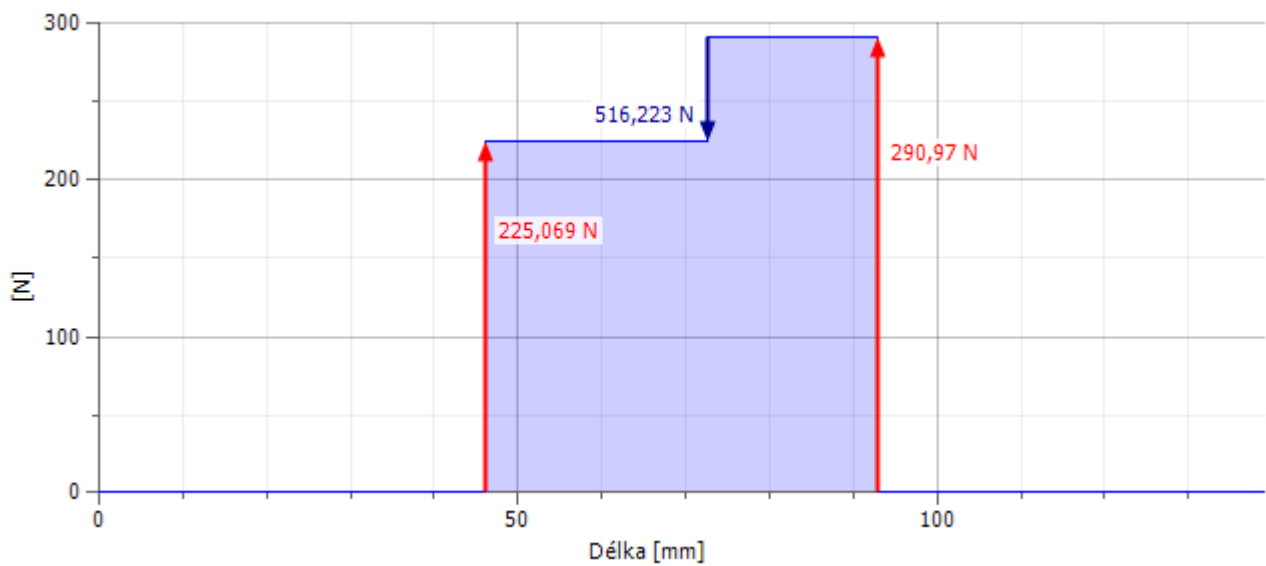
$$R_{BZ} = \frac{-F_{t43} \cdot 26,5}{47} = \frac{485,091 \cdot 26,5}{47} = -273,5 \text{ N}$$

Kontrola reakcí v ose Z:

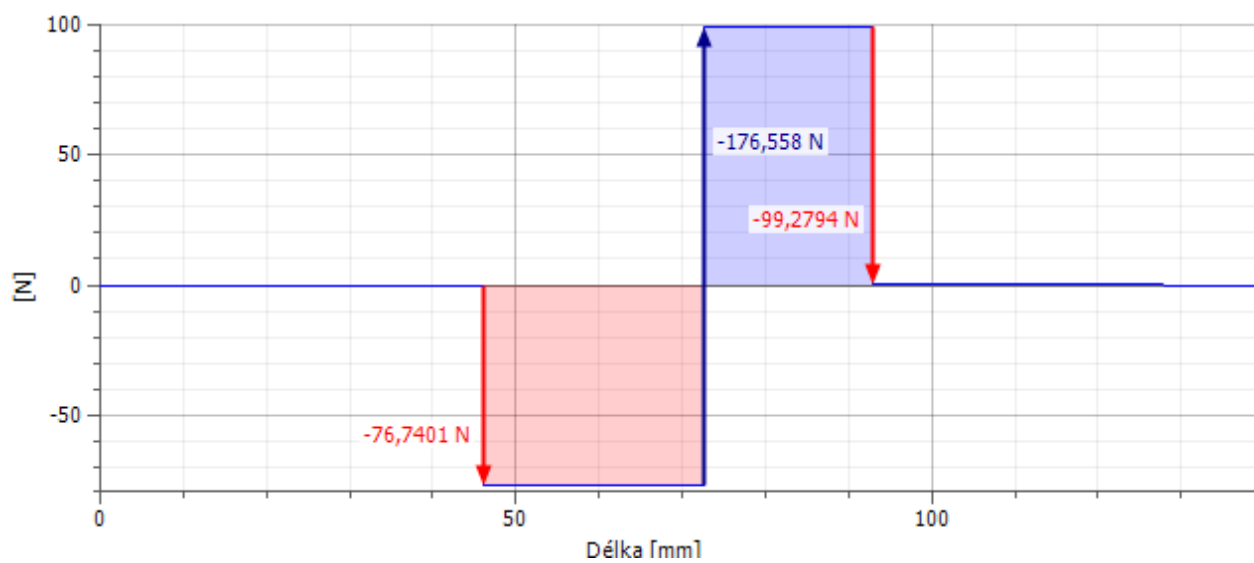
$$\sum F_Z = 0; F_{t12} + R_{AZ} + R_{BZ} = 485,091 - 211,6 - 273,5 = 0 \text{ N}$$

- Průběhy posouvajících sil a ohybových momentů

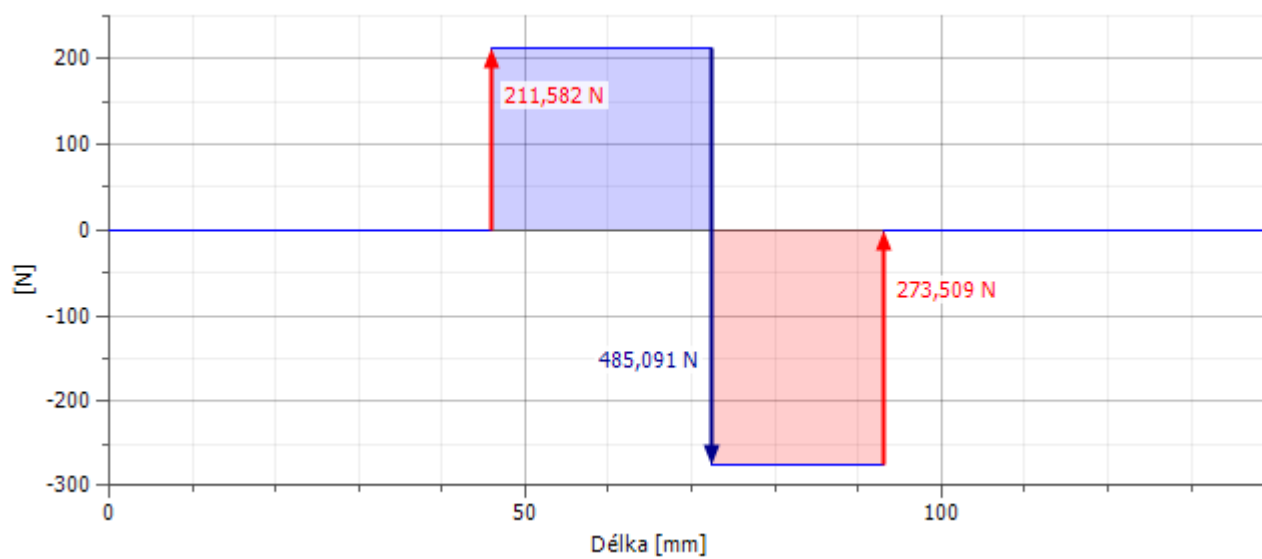
- Výsledné smykové síly



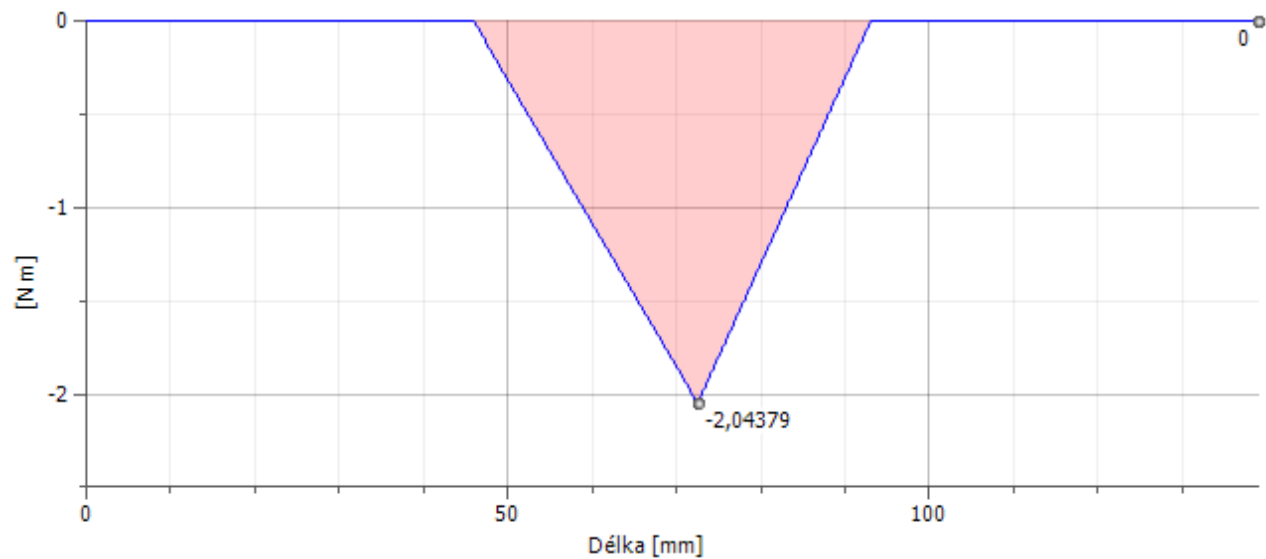
- Smykové síly v rovině X-Y



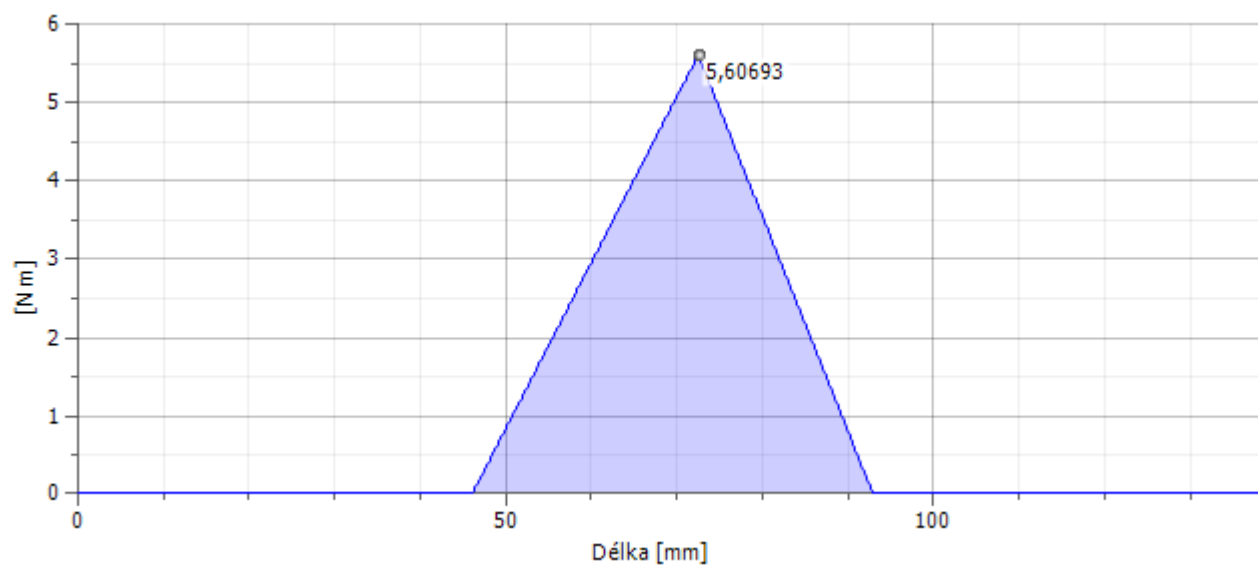
- Smykové síly v rovině X-Z



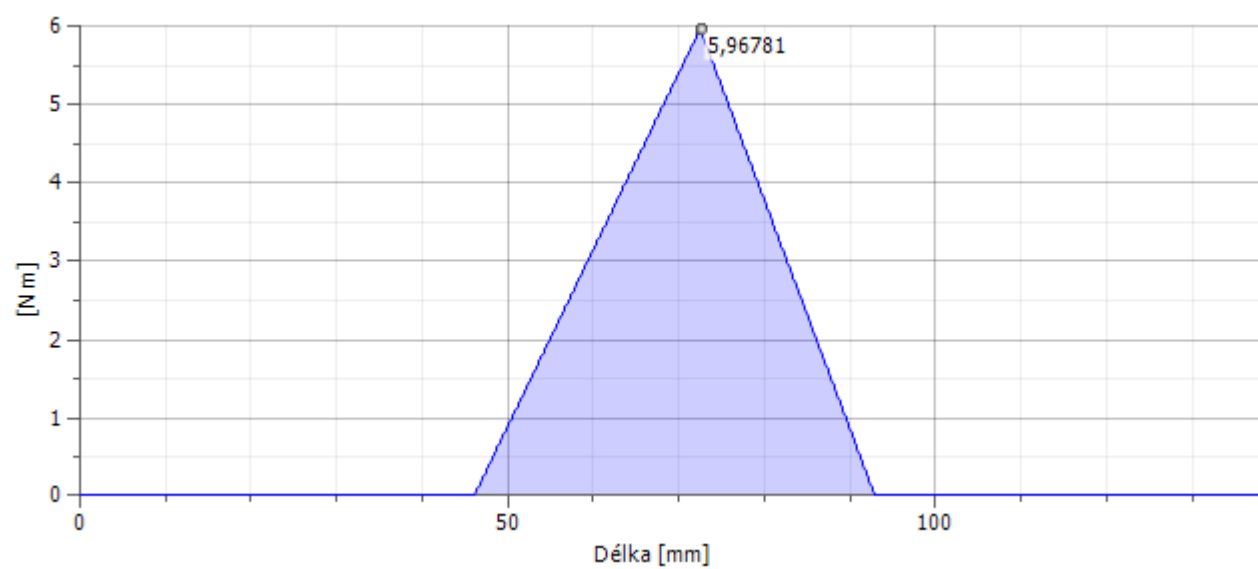
- Ohybové momenty v rovině X-Y



- Ohybové momenty v rovině X-Z

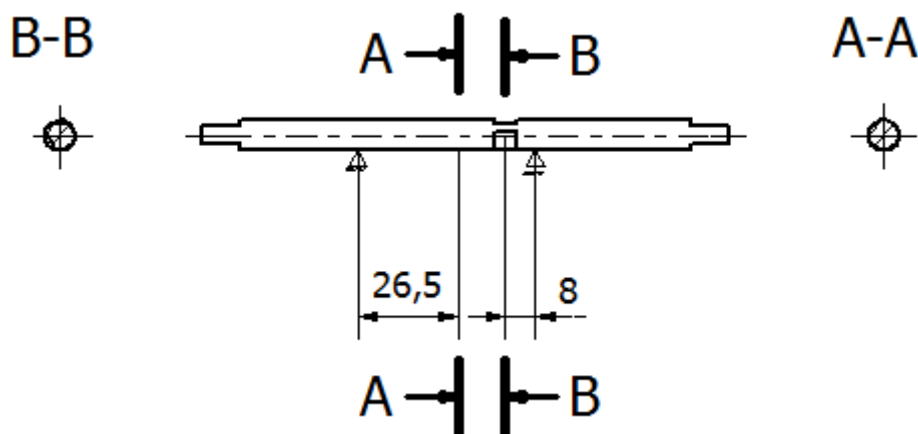


- Výsledné ohybové momenty

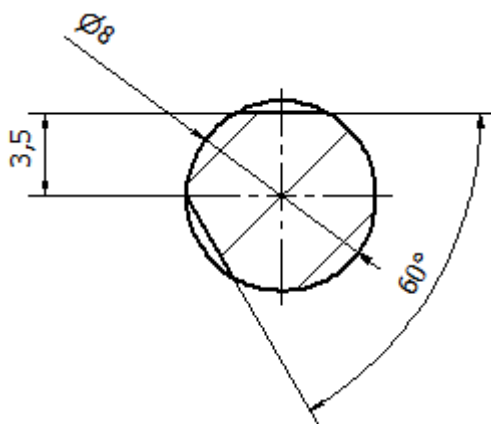


## - Bezpečnost vstupního hřídele

Na výstupní hřídeli jsou dva nebezpečné průřezy stejně jako u vstupní hřídele. První nebezpečné místo je maximum ohybového momentu (řez A-A) a druhé místo je v místě vrubu (řez B-B).



Maximum ohybového momentu se nachází ve vzdálenosti 26,5 mm od axiálně vodivého ložiska a střed vrubu je umístěn 8 mm od axiálně vodivého ložiska. Vrub je vytvořen ofrézovanými drážky, které jsou navzájem natočeny o 120°.



- Rovnice ohybových momentů v oblasti řezů A-A v rovině X-Y a X-Z

$$M_{OXYA-A} = -R_{AY} \cdot 26,5 = -77 \cdot 26,5 = -2040,76 \text{ Nmm}$$

$$M_{OZX A-A} = -R_{AZ} \cdot 26,5 = -(-211,582) \cdot 26,5 = 5606,93 \text{ Nmm}$$

- Výsledný ohybový moment v místě A-A se započteným dynamickým součinitelem  $K_A$

$$M_{O A-A} = \sqrt{(K_A \cdot M_{O XYA-A})^2 + (K_A \cdot M_{O XZA-A})^2}$$

Dynamický součinitel  $K_A = 1$  jsem volil s ohledem na malou nerovnoměrnost provozu a pro pohon elektromotorem.

$$M_{O A-A} = \sqrt{[1,1 \cdot (-2040,76)]^2 + [1,1 \cdot 5606,93]^2} = 6563,447 \text{ Nmm}$$

- Rovnice ohybových momentů v oblasti řezu B-B v rovině X-Y a X-Z

$$M_{O XYB-B} = -R_{BY} \cdot 8 = -99,549 \cdot 8 = -796,392 \text{ Nmm}$$

$$M_{O XZB-B} = -R_{ZY} \cdot 8 = -(-273,509) \cdot 8 = 2188,07 \text{ Nmm}$$

- Výsledný ohybový moment v místě B-B se započteným dynamickým součinitelem  $K_A=1,1$

$$M_{O B-B} = \sqrt{(K_A \cdot M_{O XYB-B})^2 + (K_A \cdot M_{O XZB-B})^2}$$

$$M_{O B-B} = \sqrt{[1,1 \cdot (-796,392)]^2 + (1,1 \cdot 2188,07)^2} = 2561,345 \text{ Nmm}$$

- Průběh točivého momentu se započítáním dynamického součinitele  $K_A=1,1$

$$T_{AA-BB} = K_A \cdot T_3 = 1,1 \cdot 6451,71 = 7,096,88 \text{ Nmm}$$

- **Statická kontrola vstupní hřídele**

- Ohybové napětí v průřezu A-A

$$\sigma_{SOA-A} = \frac{32 \cdot M_{O A-A}}{\pi \cdot d_{A-A}^3} \cdot \alpha_{\sigma A-A}$$

Pro hřídel bez vrubu má součinitel vrubu pro ohyb v průřezu A-A hodnotu  $\alpha_{\sigma A-A} = 1$

$$\sigma_{SOA-A} = \frac{32 \cdot 6563,4}{\pi \cdot 8^3} \cdot 1 = 130,6 \text{ MPa}$$

- Smykové napětí v průřezu A-A

$$\tau_{SA-A} = \frac{16 \cdot T_{AA-BB}}{\pi \cdot d_{A-A}^3} \cdot \alpha_{\tau A-A}$$

Pro hřídel bez vrubu má součinitel vrubu pro krut v průřezu A-A hodnotu  $\alpha_{\sigma A-A} = 1$

$$\tau_{SA-A} = \frac{16 \cdot 7096,9}{\pi \cdot 8^3} \cdot 1 = 70,6 \text{ MPa}$$

- Redukované napětí v průřezu A-A podle Gesta

$$\sigma_{RED A-A} = \sqrt{\sigma_{SOA-A}^2 + 4 \cdot \tau_{SA-A}^2}$$

$$\sigma_{RED A-A} = \sqrt{130,6^2 + 4 \cdot 70,6^2} = 192,3 \text{ MPa}$$



- Součinitel statické bezpečnosti v průřezu A-A

$$K_{s\ A-A} = \frac{R_{e\ 15\ 230}}{\sigma_{RED\ A-A}}$$

$$K_{s\ A-A} = \frac{635}{192,3} = 3,3$$

- Ohybové napětí v průřezu B-B

$$\sigma_{SOB-B} = \frac{32 \cdot M_{O\ B-B}}{\pi \cdot d_{B-B}^3} \cdot \alpha_{\sigma A-A}$$

Pro průřez B-B neexistuje žádný graf, který by umožnil odečtení hodnoty  $\alpha_{\sigma B-B}$ . Proto jsem za součinitel vrubu v ohybu zvolil hodnotu  $\alpha_{\sigma B-B} = 2$ , čímž jsem napětí v tomto bodě zdvojnásobil, abych zajistil bezpečnost v tomto místě. Za průměr  $d_{B-B}$  se dosazuje nejmenší průměr, který se do řezu dá vepsat. V mém případě  $d_{B-B} = 7,3\text{ mm}$ .

$$\sigma_{SOB-B} = \frac{32 \cdot 2561,345}{\pi \cdot 7,3^3} \cdot 2 = 134,131\text{ MPa}$$

- Smykové napětí v průřezu B-B

$$\tau_{SB-B} = \frac{16 \cdot T_{AA-BB}}{\pi \cdot d_{B-B}^3} \cdot \alpha_{\tau B-B}$$

Stejně jako u předchozí rovnice pro průřez B-B neexistuje žádný graf, který by umožnil odečtení hodnoty  $\alpha_{\tau B-B}$ . Proto jsem za součinitel vrubu v krutu zvolil hodnotu  $\alpha_{\tau B-B} = 2$ , čímž jsem, stejně jako v předchozím příkladu, napětí zdvojnásobil, abych zajistil bezpečnost v tomto místě.

$$\tau_{SB-B} = \frac{16 \cdot 7096,88}{\pi \cdot 7,3^2} \cdot 2 = 185,823\text{ MPa}$$

- Redukované napětí v průřezu B-B podle Guesta

$$\sigma_{RED\ B-B} = \sqrt{\sigma_{SO\ B-B}^2 + 4 \cdot \tau_{SO\ B-B}^2}$$

$$\sigma_{RED\ B-B} = \sqrt{134,1^2 + 4 \cdot 185,823^2} = 395,1\text{ MPa}$$

- Součinitel statické bezpečnosti v průřezu B-B

$$K_{s\ B-B} = \frac{R_{e\ 15\ 230}}{\sigma_{RED\ B-B}}$$

$$K_{s\ B-B} = \frac{635}{395,1} = 1,6$$

- **Dynamická bezpečnost vstupní hřídele**

- Mez únavy v ohybu oceli ČSN 15 230 pro hladký vzorek

Hodnota  $R_m$  pro materiál ČSN 15 230 je  $R_m = 780 \text{ MPa}$

$$\sigma_{CO \ 15230} = 0,49 \cdot R_m$$

$$\sigma_{CO \ 15230} = 0,49 \cdot 780 = 382,2 \text{ MPa}$$

- Vrubový účinek v průřezu A-A

V průřezu A-A není žádný vrub, v tomto místě se nachází maximum ohybového momentu, a proto se vrubový součinitel  $\beta_{A-A} = 1$ .

- Mez únavy skutečné součásti v průřezu A-A

$$\sigma_{CO \ A-A15230}^* = \frac{\varepsilon_{V \ A-A} \cdot \eta_{P \ A-A}}{\beta_{A-A}} \cdot \sigma_{CO \ 15230}$$

- Součinitel velikosti součástí  $\varepsilon_V$  se spočte ze vztahu pro velikost součástí

( $2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$ ) podle zdroje [1]:

$$\varepsilon_V = 1,24 \cdot d^{-0,107}$$

$$\varepsilon_{V \ A-A} = 1,24 \cdot 5^{-0,107} = 1,044$$

- Součinitel jakosti povrchu pro povrch tažený za studena se spočte ze vztahu, který je uvedený níže. Podle zdroje [1], hodnoty  $a = 4,51$ ;  $b = -0,265$ :

$$\eta_P = a \cdot R_m^b$$

$$\eta_P = 4,51 \cdot 780^{-0,265} = 0,772$$

$$\sigma_{CO \ A-A15230}^* = \frac{1,044 \cdot 0,772}{1} \cdot 382,2 = 308,101 \text{ MPa}$$

- Amplitudové napětí v průřezu A-A

$$\sigma_{a0 \ A-A} = \frac{32 \cdot M_{O \ A-A}}{\pi \cdot d_{A-A}^3}$$

$$\sigma_{a0 \ A-A} = \frac{32 \cdot 6563,4}{\pi \cdot 8^3} = 130,6 \text{ MPa}$$

- Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu pro průřez A-A

$$K_{d\sigma \ A-A} = \frac{\sigma_{CO \ A-A15230}^*}{\sigma_{a0 \ A-A}}$$

$$K_{d\sigma \ A-A} = \frac{308,2}{130,6} = 2,4$$

- Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu A-A

$$K_{\sigma\tau A-A} = \frac{0,577 \cdot R_{e15230}}{\tau_{SA-A}}$$

$$K_{\sigma\tau A-A} = \frac{0,577 \cdot 635}{70,6} = 5,2$$

- Výsledná bezpečnost v průřezu A-A

$$K_{VA-A} = \frac{K_{d\sigma A-A} \cdot K_{\sigma\tau A-A}}{\sqrt{K_{d\sigma A-A}^2 + K_{\sigma\tau A-A}^2}}$$

$$K_{VA-A} = \frac{2,4 \cdot 5,2}{\sqrt{2,4^2 + 5,2^2}} = 2,1$$

- Vrubový součinitel  $\beta_{B-B}$  v průřezu B-B podle Neubera

$$\beta_{B-B} = 1 + \frac{\alpha_{\sigma B-B} - 1}{1 - \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_{B-B}}}}$$

- Poloměr vrubu je zaoblení dna drážky a má hodnotu  $\rho_{B-B} = 0,3$

- Neuberova konstanta  $\sqrt{A}$  se spočte ze vztahu [1]:

$$\sqrt{A} = 1,238\,788 - 0,224\,979 \cdot 10^{-2} \cdot R_m + 0,159\,942 \cdot 10^{-5} \cdot R_m^2 - 0,418\,477 \cdot 10^{-9} \cdot R_m^3$$

$$\sqrt{A} = 1,238\,788 - 0,224\,979 \cdot 10^{-2} \cdot 780 + 0,159\,942 \cdot 10^{-5} \cdot 780^2 - 0,418\,477 \cdot 10^{-9} \cdot 780^3$$

$$\sqrt{A} = 0,262$$

Po dopočtené konstanty se dosadí do rovnice (4.21)

$$\beta_{B-B} = 1 + \frac{2 - 1}{1 - \frac{0,262}{\sqrt{0,3}}} = 1,533$$

- Mez únavy skutečné součásti v průřezu B-B

$$\sigma_{CO B-B15230}^* = \frac{\varepsilon_{VB-B} \cdot \eta_{PB-B}}{\beta_{B-B}} \cdot \sigma_{CO15230}$$

Součinitel velikosti součástí  $\varepsilon_V$  je stejný jako v průřezu A-A

- Součinitel jakosti povrchu pro povrch tažený za studena

$$\sigma_{CO B-B15230}^* = \frac{1,044 \cdot 0,772}{1,533} \cdot 382,2 = 200,9 \text{ MPa}$$

- Amplitudové napětí v průřezu B-B

$$\sigma_{a0\ B-B} = \frac{32 \cdot M_{O\ B-B}}{\pi \cdot d_{B-B}^3}$$

$$\sigma_{a0\ B-B} = \frac{32 \cdot 2561,3}{\pi \cdot 7,3^3} = 67,1 \text{ MPa}$$

- Součinitel dynamické bezpečnosti v průřezu B-B

$$K_{d\sigma\ B-B} = \frac{\sigma_{CO\ B-B15230}^*}{\sigma_{a0\ B-B}}$$

$$K_{d\sigma\ A-A} = \frac{200,9}{67,1} = 3$$

- Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu B-B

$$K_{s\tau\ B-B} = \frac{0,577 \cdot R_{e\ 15230}}{\tau_{SB-B}}$$

$$K_{s\tau\ B-B} = \frac{0,577 \cdot 635}{158,8} = 2$$

- Výsledná bezpečnost v průřezu B-B

$$K_{V\ B-B} = \frac{K_{d\sigma\ B-B} \cdot K_{s\tau\ B-B}}{\sqrt{K_{d\sigma\ B-B}^2 + K_{s\tau\ B-B}^2}}$$

$$K_{V\ B-B} = \frac{3 \cdot 2}{\sqrt{3^2 + 2^2}} = 1,6$$

## Příloha č.7

